

**UNIVERSIDADE FEDERAL DA PARAÍBA (UFPB)
CENTRO DE TECNOLOGIA (CT)
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA (DEM)
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

JOSEHILTON KLEBER GONÇALO

**DIMENSIONAMENTO DE UM DISPOSITIVO DE EXPANSÃO TUBO EM U, PARA
REDUÇÃO DE PRESSÃO, DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR
ABSORÇÃO DE DUPLO EFEITO EM SÉRIE DO PAR ÁGUA-BROMETO DE LÍTIO**

**JOÃO PESSOA – PB
2018**

JOSEHILTON KLEBER GONÇALO

DIMENSIONAMENTO DE UM DISPOSITIVO DE EXPANSÃO TUBO EM U, PARA
REDUÇÃO DE PRESSÃO, DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR
ABSORÇÃO DE DUPLO EFEITO EM SÉRIE DO PAR ÁGUA-BROMETO DE LÍTIO

Trabalho de Conclusão de Curso (TCC) apresentado
ao Departamento de Engenharia Mecânica como
requisito para obtenção do título de Bacharel em
Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Carlos Antônio Cabral dos
Santos

G635d Gonçalves, Josehilton Kléber

Dimensionamento de um dispositivo de expansão tubo em U, para redução de pressão, de um sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito em série do par água-brometo de lítio./ Josehilton Kléber Gonçalves. – João Pessoa, 2018.

58f. il.:

Orientador: Prof. Dr. Carlos Antônio Cabral dos Santos.

Monografia (Curso de Graduação em Engenharia mecânica) Campus I - UFPB / Universidade Federal da Paraíba.

1. Duplo efeito em série 2. Refrigeração por absorção 3. Tubo em U
4. Dimensionamento I. Título.

BS/CT/UFPB

CDU: 2.ed. 621(043.2)

JOSEHILTON KLEBER GONÇALO

DIMENSIONAMENTO DE UM DISPOSITIVO DE EXPANSÃO TUBO EM U, PARA
REDUÇÃO DE PRESSÃO, DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR
ABSORÇÃO DE DUPLO EFEITO EM SÉRIE DO PAR ÁGUA-BROMETO DE LÍTIO

Trabalho de Conclusão de Curso (TCC) apresentado
ao Departamento de Engenharia Mecânica como
requisito para obtenção do título de Bacharel em
Engenheiro Mecânico.


BANCA EXAMINADORA



Prof. Dr. Carlos Antônio Cabral dos Santos
Departamento de Engenharia Mecânica – UFPB
(Orientador)



Departamento de Engenharia Mecânica – UFPB
(Prof. MSc. Dhiego Luiz de Andrade Veloso – IFPB)



Eng. Alex Pinto Vilela
Departamento de Engenharia Mecânica – UFPB

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus, por todas as bênçãos concedidas em minha vida.

Aos meus pais, e vó por todos ensinamentos, educação, amor, orações, e seus esforços para que eu pudesse dar continuidade nos meus objetivos.

Aos meus queridos irmãos, por todo apoio, e união me motivando e dando forças nas horas mais difíceis, cada um na sua forma.

Ao meu orientador, Prof. Carlos Antônio Cabral dos Santos por todos os ensinamentos, orientações, disponibilidade e compreensão concedidas a mim.

Aos meus amigos de curso, por todos os desafios enfrentados durante a formação acadêmica, e companheirismo.

GONÇALO, Josehilton Kleber. **Dimensionamento de um dispositivo de expansão tubo em u, para redução de pressão, de um sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito em série do par água-brometo de lítio.** 2018. Monografia (engenharia mecânica). Universidade Federal da Paraíba, UFPB.

RESUMO

O presente estudo tem como foco as pesquisas dos dispositivos de expansão, do tipo tubo em U, utilizados nos sistemas de refrigeração por absorção de vapor do par água-brometo de lítio, com base nos parâmetros estabelecidos para o sistema, dimensionar um dispositivo de expansão do tipo tubo em U, com a finalidade de fazer a redução da pressão do fluido refrigerante e da solução para os níveis de pressão mais baixos do sistema. Os parâmetros utilizados são baseados nas bibliografias e em uma unidade piloto de um sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito em série do par água-brometo de lítio, presente no laboratório da RECOGÁS na UFPB. O dimensionamento visa à substituição de um dispositivo de expansão, que antes utilizado com base em tubo capilar, e orifícios curtos, para que seja solucionado os problemas com obstrução da passagem do fluido. As perdas de cargas a serem proporcionadas devem gerar as mesmas condições de pressão das saídas do tubo capilar anteriormente empregado. Os comprimentos dos tubos em U são obtidos com uso da Equação de Bernoulli entre os vasos de pressão especificados. Estes sistemas de refrigeração por absorção têm sua utilização para o conforto humano bem como na conservação de alimentos em produtos perecíveis. E traz a vantagem de poder utilizar resíduos térmicos provenientes de diferentes fontes para o seu acionamento.

Palavras-chaves: Duplo efeito em série. Refrigeração por absorção. Tubo em U.

GONÇALO, Josehilton Kleber. **Dimensioning of a pressure reducing u-tube expansion device of a dual-effect absorption system in series of the water-lithium bromide pair.** 2018. Monograph (mechanical engineering). Federal University of Paraiba, UFPB.

ABSTRACT

The present work is focused on the study of the expansion devices, of the U-tube type, used in the vapor-absorption refrigeration systems of the water-lithium bromide pair. Based on the parameters established for the system, dimensioning a U-tube type expansion device, in order to reduce the pressure of the refrigerant and the solution to the lower pressure levels of the system. The parameters used are based on the referenced bibliographies and a pilot unit of a dual-effect absorption refrigeration system in series of the water-lithium bromide pair, present in the laboratory of the RECOGÁS in the UFPB. The design is aimed at replacing an expansion device, previously used with a capillary tube, and short holes, to solve problems with obstruction of the passage of the fluid. The losses of loads to be provided should generate the same pressure conditions of the outputs of the capillary tube previously employed. The lengths of the U-tubes are obtained using the Bernoulli equation between the specified pressure vessels. These absorption refrigeration systems have their use for human comfort as well as food preservation in perishable products. And it has the advantage of being able to use thermal waste from different sources for its operation.

Keywords: Absorption refrigeration; Double series effect; U-tube.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - a) Ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor; b) Diagrama T-s do ciclo de compressão de vapor.....	13
Figura 2 - a) fase de dessorção; b) fase de adsorção	15
Figura 3 - Sistema simples de refrigeração por absorção utilizando o par água-amônia.	16
Figura 4 - Sistema de refrigeração por absorção de simples efeito do par água brometo de lítio (H ₂ O-LiBr)	18
Figura 5 - Ciclo de refrigeração por absorção de duplo efeito em série.	19
Figura 6 - CDEabs de unidade de absorção de simples e duplo efeitos	21
Figura 7 - Diagrama de temperatura-pressão-concentração de água-BrLi.	23
Figura 8 - Transferência de massa de vapor de água devido a absorção da solução de água-brometo de lítio.	24
Figura 9 - Entalpia de soluções água-NiBr	25
Figura 10 - Orifício de expansão inserido em um flange de união.....	28
Figura 11 - Equilíbrio da pressão em vasos comunicantes por um tubo em U.....	29
Figura 12 - Volume de controle do Gerador de vapor I	33
Figura 13 – Diagrama de ebulição com destaque na ebulição peculiar	36
Figura 14 - Volume de controle do trocador de calor I.....	39
Figura 15 - Esboço da simplificação do trocador de calor	40
Figura 16 - Volume de controle do gerador de vapor 2 (de baixa).	43
Figura 17 - Volume de controle do condensador.....	47
Figura 18 - Volume de controle Trocador de calor 1	50
Figura 19 - Ilustração representativa do Tubo em U para redução de pressão.....	53

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	10
2 OBJETIVOS.....	11
2.1 OBJETIVO GERAL	11
2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	11
3 REFERÊNCIAL TEÓRICO.....	12
3.1 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO.....	12
3.2 CICLOS DE REFRIGERAÇÃO	12
3.2.1 Ciclo de refrigeração por compressão de vapor.....	13
3.2.2 Ciclo de refrigeração por adsorção	14
3.2.3 Sistema simples de refrigeração por absorção	16
3.2.4 Sistema de refrigeração de simples efeito do par água-brometo de lítio.....	18
3.2.5 Sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito em série	19
3.3 COMPARAÇÃO ENTRE OS CICLOS DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO E O CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO	21
3.4 FLUIDOS REFRIGERANTES (ÁGUA -AMÔNIA; ÁGUA-BROMETO DE LÍTIO)	22
3.4.1 Água-brometo de lítio	22
3.4.2 Entalpia de soluções de LiBr	24
3.4.3 Água-amônia	25
3.5 CRISTALIZAÇÃO	26
3.6 DISPOSITIVOS DE EXPANSÃO (redução de pressão)	27
3.8 ORIFÍCIO DE EXPANSÃO.....	28
3.9 TUBO EM U	29
5 RESULTADOS E DISCUSSÃO	33
5.1 ANÁLISE DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR E DIMENSIONAMENTO	33
5.2 ANÁLISE NO GERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESSÃO (GERADOR I).....	33
5.3 ANÁLISE NO GERADOR DE VAPOR 2	43
5.3.1 Características físicas do Gerador de vapor 2 (de baixa).....	43
5.4 ANÁLISE DO CONDENSADOR.....	47
5.4.1 Características físicas do Condensador	47
5.4.2 Determinação do coeficiente de convecção interno	48
5.5 CARACTERÍSTICAS ESTRUTURAIS DO TROCADOR DE CALOR	51

5.5.1 Determinação do coeficiente de convecção Interno do trocador de calor 1	51
5.6 TUBO EM U PARA REDUÇÃO DA PRESSÃO ENTRE OS PONTOS 21 E 22 DO SISTEMA.....	52
CONSIDERAÇÕES FINAIS	55
REFERÊNCIAS.....	56
ANEXOS	57

1 INTRODUÇÃO

Atualmente, as indústrias e centros de pesquisas vêm buscando alternativas que tragam aumento no rendimento dos seus processos, evitando desperdícios e reduzindo a poluição do meio ambiente.

Nos sistemas de refrigeração essas preocupações têm resposta quando analisamos os sistemas de refrigeração por absorção, sobre os aspectos do baixo consumo de energia elétrica e da não agressão ao meio ambiente pelos fluidos refrigerantes empregados.

Os sistemas de absorção têm a vantagem de sua principal fonte de energia ser energia térmica, o que reduz bastante o consumo de energia elétrica em seu funcionamento. E esta energia térmica podendo advir de fontes com temperaturas relativamente baixas, além do fornecimento por queima de combustíveis, turbina a gás, vapor de água, painéis fotovoltaicos, e aproveitamento de resíduos térmicos de processos industriais. Outra vantagem é que não são utilizados clorofluorcarbonetos (CFC), que traz os problemas de destruição da camada de ozônio e aquecimento global.

Os fluidos utilizados nesse estudo é a mistura binária água-brometo de lítio, que são elementos que não apresenta riscos ao meio ambiente. Com isso, diversos estudos vêm sendo desenvolvidos para o aprimoramento dos sistemas de absorção de vapor, aumentando seu uso principalmente em sistemas de condicionamento de ar.

2 OBJETIVOS

2.1 OBJETIVO GERAL

Analisar as particularidades do ciclo de refrigeração por absorção de simples, e duplo efeito com um dimensionamento de um dispositivo de redução de pressão do tipo tubo em U .

2.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Realizar um levantamento bibliográfico sobre os sistemas de refrigeração em especial o de absorção simples;
- Determinar o coeficiente de convecção Interno dos trocadores de calor;
- Realizar o dimensionamento do tubo em U

3 REFERÊNCIAL TEÓRICO

3.1 SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO

Os sistemas de refrigeração possuem diversas aplicações, grande parte dessas são comumente empregadas na conservação de alimentos (conservação residenciais, comerciais e industriais), na climatização para o conforto térmico de ambientes e em processos industriais.

Dentre os ciclos de refrigerações mais empregados, pode-se citar: Ciclo de Compressão de vapor, de Adsorção, Absorção (simples, duplo e triplo efeito). Neste estudo, serão descritos o funcionamento simples de cada ciclo, com foco no de absorção de simples e duplo efeito.

3.2 CICLOS DE REFRIGERAÇÃO

As civilizações mais antigas utilizavam o gelo natural retirados dos rios e lagos congelados para conservar e refrigerar alimentos. As primeiras máquinas utilizadas para refrigerar também faziam o uso de gelo natural. Entretanto, o gelo natural trazia consigo uma série de inconvenientes, pois, dependia diretamente da natureza, das condições climáticas e estações do ano.

Assim, seu fornecimento era de forma irregular, devido às dificuldades em estoca-los além das perdas por derretimento para os locais mais distantes. Logo, surgiu a necessidade em pesquisas para o desenvolvimento de sistemas e máquinas para obtenção do gelo artificial eliminando desta maneira as inconveniências da obtenção do gelo natural.

Na antiguidade este gelo era utilizado pois absorve calor a sua volta à medida que se liquefaz, a água produzida era escoada e mais gelo era adicionado. Neste processo as fases envolvidas eram a sólida, líquida e vapor. A medida que o líquido evapora, o líquido absorve calor a sua volta. Onde este vapor produzido é novamente transformado em líquido por compressão. Logo, com base na retirada de calor devido a mudança de fase do refrigerante é que foram feitas as máquinas de refrigeração.

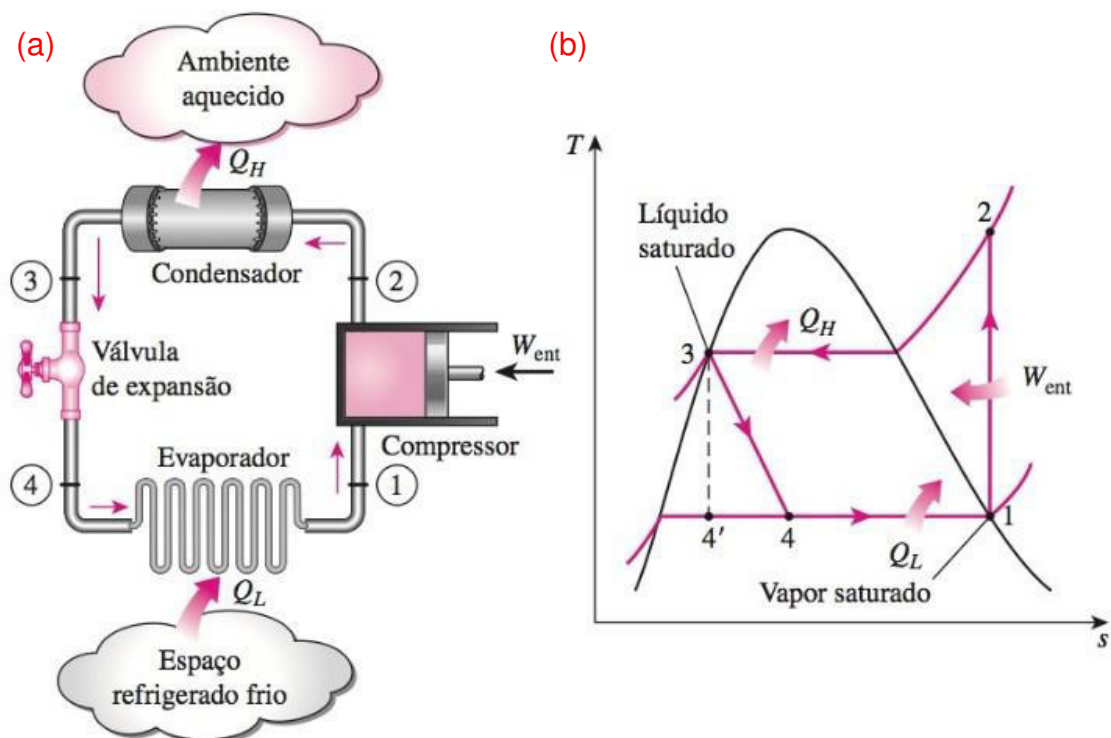
Os ciclos de refrigeração (ou frigorífico) é um ciclo termodinâmico que constitui um modelamento matemático que define o funcionamento das máquinas frigoríficas e das bombas de calor. Na refrigeração atual, a maioria das máquinas

frigoríficas operam em ciclos fechados, baseando na retirada de calor do ambiente pela evaporação do fluido refrigerante.

3.2.1 Ciclo de refrigeração por compressão de vapor

O Ciclo de refrigeração por compressão de vapor é o mais utilizado tanto em frigoríficos domésticos (geladeiras) como em sistemas de refrigeração industrial. A grande versatilidade se dá também devido a seus aspectos construtivos, que o tornam compacto, permitindo com isso aplicações diversas, como o exemplo dos automóveis. Seus componentes básicos são: compressor, evaporador, condensador e a válvula de expansão.

Figura 1 - a) Ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor; b) Diagrama T-s do ciclo de compressão de vapor.



Fonte: Çengel (2013)

De acordo com Çengel (2013), O princípio de funcionamento ideal se dá em quatro estágios:

1-2 O refrigerante que se encontra a baixa pressão, na forma de vapor saturado, entra no compressor(1). Neste o vapor é comprimido a entropia constante tornando-

se vapor superaquecido e tendo sua pressão e temperatura aumentada até o ponto (2)(saída do compressor e entrada do condensador).

2-3 O vapor superaquecido que entra no condensador, vai cedendo energia na forma de calor para o meio, a pressão constante (isobaricamente), com isso vai ocorrendo uma mudança de fase, O vapor que entrou superaquecido, sai do condensador como líquido saturado em (3) (saída do condensador e entrada da válvula de expansão).

3-4 O refrigerante entra na válvula de expansão, onde nesta sua pressão é reduzida abruptamente de forma entálpica até a pressão de entrada do evaporador , causando evaporação parcial do refrigerante até o ponto (4) (saída da válvula de expansão e entrada do evaporador)

4-1 É no evaporador que o calor do ambiente a ser refrigerado é retirado. O refrigerante que se encontra na zona de mistura, recebe energia na forma de calor que o aquece a temperatura e pressão constante até o torna-lo vapor saturado em (1) finalizando o ciclo.

Uma das desvantagens do sistema de refrigeração por compressão de vapor, é a necessidade de utilizar um grande consumo de energia elétrica para acionar o compressor. Os ciclos de sorção, em contrapartida, em substituição ao uso da eletricidade, podem ser alimentados por energias térmicas proveniente de outros processos ou pela radiação solar.

3.2.2 Ciclo de refrigeração por adsorção

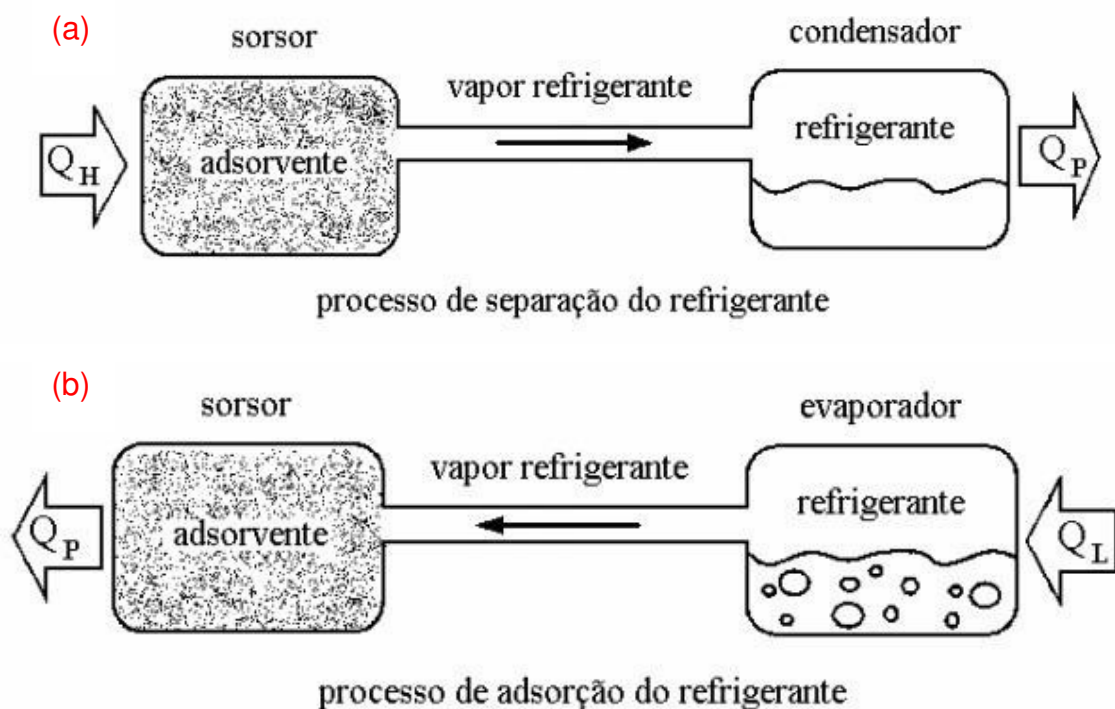
Segundo Souza (2007), a adsorção é um fenômeno físico que se dá, quando uma mistura de fluidos (adsorvato que é o material utilizado como refrigerante) entra em contato com uma superfície porosa (adsorvente) sendo nela retida uma ou mais dentre as espécies da mistura. O ciclo de adsorção, em sua essência, pode ser dividida em duas fases, uma de adsorção e outra de dessorção.

Ainda segundo o autor, a fase de dessorção se dá quando há fornecimento de energia de uma fonte quente no sorsor (reservatório onde se encontra o adsorvente), faz com que a pressão do adsorvato se eleve até a pressão do condensador. Desta forma, vapor de adsorvato fluirá para o condensador, onde lá irá ceder calor para o ambiente liquefazendo-se.

Na fase de adsorção, com a retirada de calor pelo condensador, ocorre uma redução na sua pressão e temperatura, que agora passará a atuar como evaporador. O evaporador atua retirando calor do meio a refrigerar, e vaporizando o refrigerante, que passa a fluir para o sorsor onde haverá a adesão do vapor refrigerante pelo adsorvente saturando novamente e, liberando calor para o meio.

Depois que o adsorvente se encontra saturado, será necessário fornecer calor novamente para sua recuperação, reiniciando o ciclo. As duas fases citadas estão simplificadaamente ilustradas na figura 2.

Figura 2 - a) fase de dessorção; b) fase de adsorção



Fonte: SOUZA (2007)

Dentre os materiais adsorventes mais empregados pode-se citar: carvão ativado, alumina ativada, óxidos metálicos e vidros porosos. A escolha do adsorvato e do adsorvente devem ser adequadas para que sejam atingidas as temperaturas desejadas no evaporador e na regeneração. Este tipo de sistema possui a vantagem de necessitar de pouca energia elétrica, pois, utiliza calor como fonte de energia.

3.2.3 Sistema simples de refrigeração por absorção

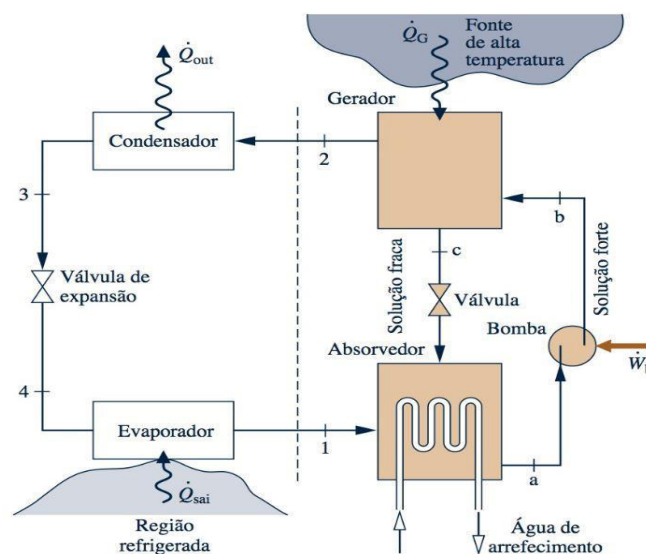
Segundo Moran e Shapiro (2017), o Ciclo de refrigeração por absorção se assemelha em alguns aspectos ao de compressão, diferenciando-se deste em dois aspectos:

a) A natureza do processo de compressão, que ao invés de utilizar um compressor para elevar a pressão do refrigerante que sai do evaporador até a pressão do condensador, utiliza-se um mecanismo complexo de absorção que consiste em um absorvedor, um gerador, uma bomba, uma válvula de expansão, um trocador de calor e um retificador. O refrigerante que sai do evaporador é absorvido pelo absorvente formando solução líquida (refrigerante mais absorvente), que posteriormente é bombeada para que sua pressão seja elevada. Devido a solução possuir um volume específico menor que o vapor de refrigerante, será necessário um menor trabalho de bombeando.

b) Presença de uma fonte térmica para separação do refrigerante da solução líquida antes da entrada no condensador.

Os componentes básicos do sistema de refrigeração são apresentados na figura 3, utilizando o par água-amônia, sendo a amônia a substância refrigerante e a água a absorvente.

Figura 3 - Sistema simples de refrigeração por absorção utilizando o par água-amônia.



Fonte: Moran; Shapiro (2017)

Ainda de acordo com Moran; Shapiro (2017), a amônia circula pelo condensador, válvula de expansão e evaporador, semelhantemente ao ciclo de compressão. Já nos outros dispositivos o que temos é uma mistura de água-amônia com uma menor ou maior concentração de refrigerante.

O funcionamento do sistema se dá da seguinte forma: O vapor de amônia de baixa pressão no evaporador (ponto 1) da imagem, é absorvido por uma solução líquida no absorvedor. Este processo de absorção é exotérmico, logo é necessário que o absorvedor possua um sistema de arrefecimento, para que a temperatura da solução não se eleve, e que a absorção não seja encerrada. A solução forte de amônia e água que deixa o absorvedor, entra na bomba no ponto (a), e nesta, faz com que a pressão da solução se eleve até a pressão do gerador em (b).

O gerador recebe calor de uma fonte de alta temperatura, fazendo com que vapor de amônia seja extraído da mistura e conduzido ao condensador. Como parte da amônia foi retirada, formou-se uma solução fraca de água-amônia (baixa concentração de amônia) , é direcionada para o absorvedor, antes passando pela válvula de expansão em (c), onde terá sua pressão reduzida a pressão do absorvedor sendo enviada para o mesmo para recirculação.

O vapor conduzido para o condensador condensará cedendo calor para o ambiente, e em seguida será direcionado para a válvula de expansão no ponto (3), para que a sua pressão seja reduzida a pressão do evaporador (4), no evaporador, o refrigerante irá retirar calor da região a ser refrigerada e este calor irá vaporizar novamente reiniciando o ciclo. O trabalho realizado pela bomba para elevar a pressão da solução forte até o evaporador é pequena quando comparada ao trabalho necessário a para comprimir o vapor de refrigerante no mesmo nível de pressão.

Moran; Shapiro (2017) ainda afirmam que outros componentes podem ser inseridos para complementar o ciclo simples de refrigeração por absorção, que faz uso de um trocador de calor (regenerador), utilizado para que haja um aproveitamento do calor proveniente da fonte de alta temperatura fazendo com que a solução fraca enviada para o absorvedor, ceda calor para a solução forte a caminho do gerador pré-aquecendo. Necessitando desta forma de uma menor transferência de calor no gerador.

Outra inserção é a utilização de um retificador entre o gerador e o condensador, com o intuito de garantir que toda água seja retida no gerador, para

que apenas vapor do refrigerante seja enviado para o condensador, evitando desta forma formação de gelo na válvula de expansão e no evaporador.

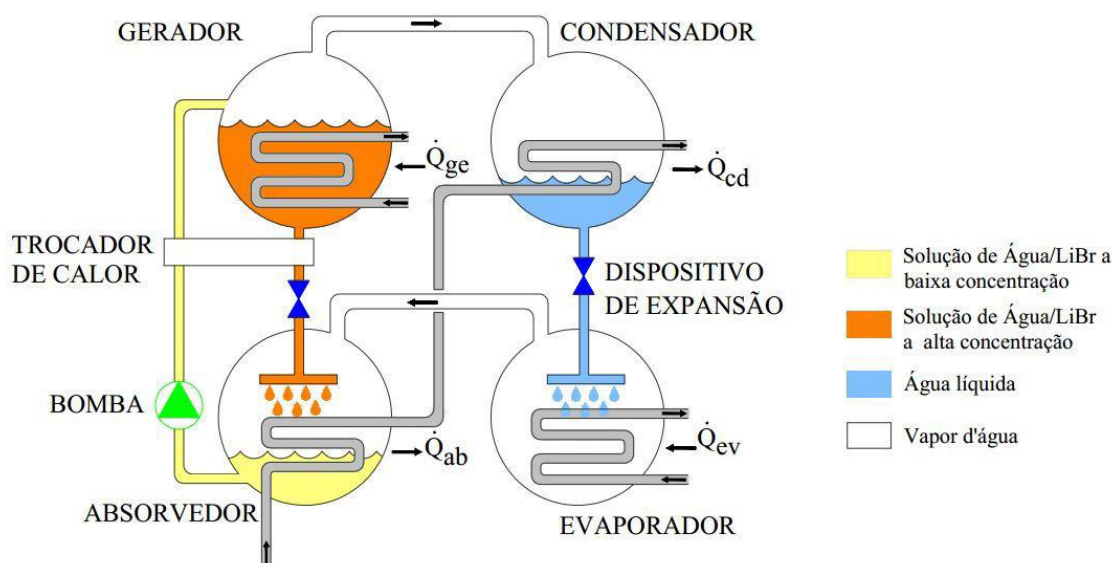
3.2.4 Sistema de refrigeração de simples efeito do par água-brometo de lítio

O princípio de funcionamento do ciclo de absorção com o par água-brometo de lítio é basicamente o mesmo para o de água-amônia anteriormente descrito. O que difere, além do fluido refrigerante que agora é a água, e o absorvente, o brometo de lítio, tem-se também a desnecessidade do uso de um retificador e analisador, pois, na separação do refrigerante no gerador, o vapor de água sai praticamente puro. E a solução que sai do gerador em direção ao absorvedor, a chamamos de solução forte (ou concentrada), no ciclo de água-brometo de lítio de solução fraca no ciclo de água-amônia pois a concentração X é dada pela Eq. (1):

$$X = \frac{\text{massa de refrigerante}}{\text{massa de refrigerante} + \text{massa de absorvente}} = \frac{m_r}{m_r + m_a} \quad (1)$$

Onde, a referência da concentração é dada pelo brometo de lítio e a amônia. Na figura 4, tem-se o ciclo simples para o sistema de água-LiBr.

Figura 4 - Sistema de refrigeração por absorção de simples efeito do par água brometo de lítio (H₂O-LiBr)



Fonte: Carvalho (2007)

O ciclo atende ao seguinte funcionamento:

Nos pontos 17 e 18 do gerador de vapor I, utilizasse o calor advindo de uma fonte externa(esta pode ser por queima direta ou por cogeração) para aquecer a solução de LiBr. A solução de LiBr com alta concentração de refrigerante (água), sai do absorvedor em direção a bomba(1), onde nesta é bombeada, até que sua pressão atinja a pressão do gerador I (maior nível de pressão do sistema), tendo antes passado pelos trocadores de calor I e II pré-aquecendo em ambos a solução.

No gerador de vapor I, o calor fornecido pela fonte quente aquece a solução de LiBr, liberando parte do refrigerante (água), na forma de vapor, que sai em direção ao gerador de vapor II. A solução remanescente no gerador de vapor I, é direcionada para o trocador de calor II, cedendo calor a solução rica em refrigerante, e em seguida passa por uma válvula de expansão em (22), tendo sua pressão reduzida a pressão intermediária do sistema e enviada ao gerador de vapor II.

O vapor refrigerante extraído no gerador de vapor I em direção o gerador de vapor II, em um circuito independente, transfere calor para a solução de concentração de média concentração, fazendo com que mais vapor seja extraído. Agora, a solução remanescente desse segundo gerador de vapor, que teve sua concentração em refrigerante novamente reduzida (pobre em refrigerante), é direcionado para o absorvedor do sistema, tendo antes que passar pelo trocador de calor I, (pré-aquecendo a solução concentrada) e em seguida para a válvula de expansão em (5), reduzindo a pressão intermediária a mínima do sistema e chegando no absorvedor.

O vapor de refrigerante depois de ter sido calor no gerador de vapor II, passará por uma válvula de expansão em (18), reduzindo-se à pressão intermediária e assim como o vapor de refrigerante formado no gerador de calor II, ambos irão em direção ao condensador onde irão ceder calor ao circuito de água fria que circula de (25) a (26), condensando-se, e direcionado a válvula de expansão em (8) terá finalmente sua pressão reduzida a pressão mínima do sistema e em seguida entrando no evaporador.

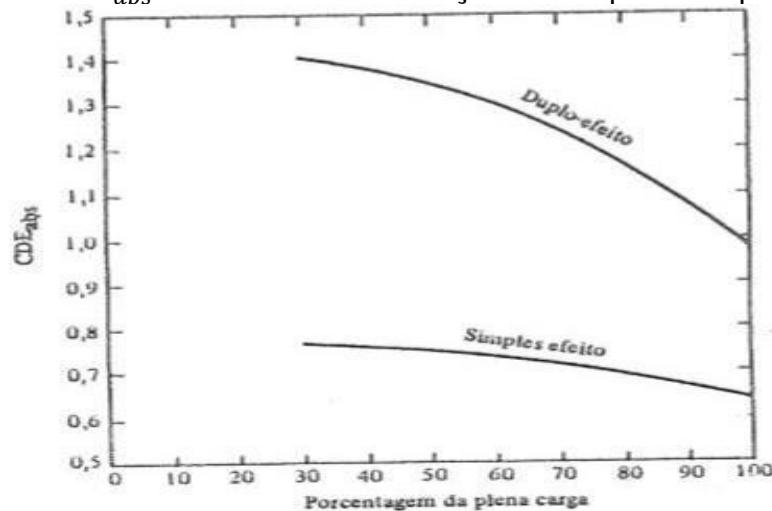
No evaporador, o refrigerante irá retirar calor do ambiente a ser refrigerado (pontos 27 e 28) e utilizá-lo para se evaporar novamente, e ser absorvido pela solução absorvente contida no absorvedor, tornando-a rica (alta concentração de refrigerante) novamente e reiniciando o ciclo.

Segundo Stoecker (1985), o coeficiente de eficácia do ciclo de absorção é definido pela Eq. (2)

$$CDE_{abs} = \frac{\text{Taxa de refrigeração}}{\text{Taxa de adição de calor ao gerador}} \quad (2)$$

Os ciclos de refrigeração de duplo efeito por ser um sistema de absorção com eficiência melhorada, possuem um coeficiente de eficácia (CDE_{abs}) maiores quando comparados aos de simples efeito, conforme figura 6.

Figura 6 - CDE_{abs} de unidade de absorção de simples e duplo efeitos



Fonte: Stoecker (1985)

3.3 COMPARAÇÃO ENTRE OS CICLOS DE REFRIGERAÇÃO POR ABSORÇÃO E O CICLO DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO

Os ciclos de refrigeração por absorção são operados a calor enquanto que o ciclo de compressão à trabalho. De acordo com Çengel (2013), torna-se economicamente atraente pois, como a maior parte da energia de acionamento do sistema de absorção é calor acessível entre 100 e 200°C, diversas fontes podem ser utilizadas tais como geotérmica, energia solar, e calor rejeitado pelas usinas de cogeração ou de instalações de vapor para processos e gás natural quando disponível a um preço baixo.

Uma vantagem do sistema de absorção sobre o de compressão é que este comprime líquido ao invés de vapor. Como o trabalho em escoamento em regime permanente é proporcional ao volume específico, o trabalho realizado pelo sistema

de absorção é muito pequeno (1% aproximadamente do calor fornecido ao gerador), logo esta parcela é na maioria das vezes desprezadas.

De acordo com Rocha (2010), os fluidos de trabalhos utilizados nos sistemas por compressão (Halogenados e cfc) não agride o meio ambiente (camada de ozônio) enquanto que os fluidos utilizados nos sistemas de refrigeração por absorção são misturas binárias de água/brometo de lítio ou água/amônia.

Çengel (2010) também descreve que as desvantagens residem no fato de que os sistemas de absorção ser muito mais caros, mais complexos, ocupam mais espaços, menos eficientes, de difícil manutenção, e exigem torres de resfriamento maiores do que os sistemas de compressão, devendo assim ser considerado apenas quando o custo unitário de energia térmica for baixo.

3.4 FLUIDOS REFRIGERANTES (ÁGUA -AMÔNIA; ÁGUA-BROMETO DE LÍTIO)

Segundo Souza (2007), os sistemas de refrigeração por absorção tem seu desempenho de acordo com as propriedades termodinâmicas e químicas de seus fluidos de trabalho tais como: condutividade térmica elevada, baixa viscosidade, ausência de fase sólida para as condições de trabalho do sistema, relação de volatilidade (refrigerante mais volátil que absorvente), afinidade, pressões moderadas, estabilidade química, não corrosivos, não tóxicos, não inflamáveis, não nocivos ao meio ambiente, refrigerante com elevado calor latente de vaporização.

Dentre os pares de refrigerantes e absorventes conhecidos, nenhum atende a todas as exigências estabelecidas, sendo os pares água-amônia e água-brometo de lítio os que melhor atendem tais exigências, portanto o mais empregado.

No primeiro par, a amônia é substância refrigerante e a água absorvente, enquanto que no segundo a água é o refrigerante e o brometo de lítio absorvente.

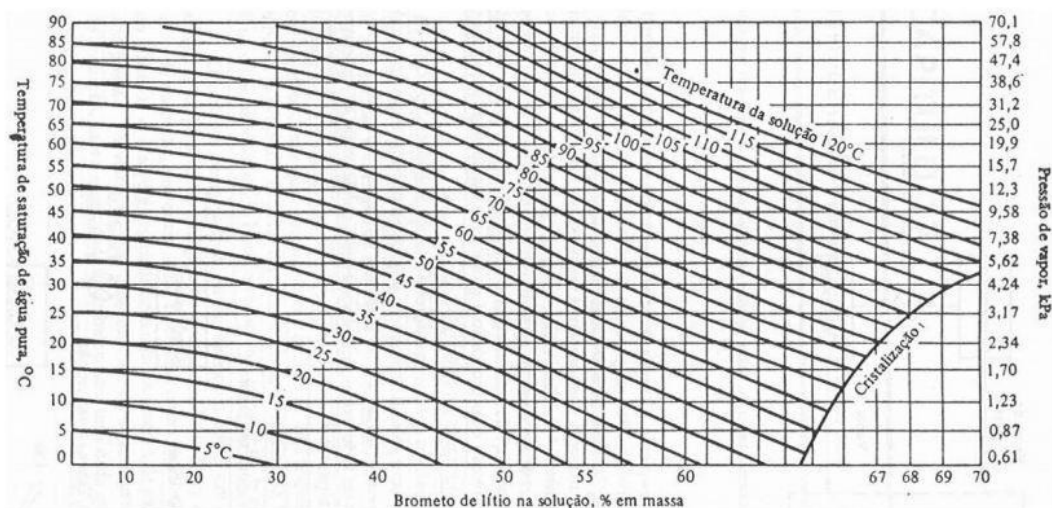
3.4.1 Água-brometo de lítio

O uso destes fluidos de trabalho nos sistemas de refrigeração por absorção registra-se por volta de 1930. O brometo é um elemento não metálico, líquido, corrosivo e volátil em temperaturas ambientes. Possui mau cheiro, é encontrado na natureza geralmente em formato de sais, e tem concentração de 67 mg de Br/L nas águas dos mares de onde vem sua extração comercial nas salinas. O brometo é qualquer sal ou éster que contém o íon de bromo no estado de oxidação.

Segundo Stoecker e Jones (1985), o brometo de lítio é sal sólido cristalino, que quando é colocado na presença de água, a absorve, tornando uma solução líquida. A solução líquida exerce uma pressão de vapor de água que é função da concentração e temperatura desta solução. As pressões de vapor para a água pura e para a solução se encontrariam em equilíbrio em diferentes combinações de temperaturas e concentrações da solução.

A figura 7 mostra um diagrama que representa diferentes relações entre temperaturas-pressões-concentração de água/BrLi. Sendo a concentração a abcissa do gráfico e a pressão de vapor de água a ordenada. A carta aplica-se para soluções saturadas de equilíbrio da solução com o vapor de água.

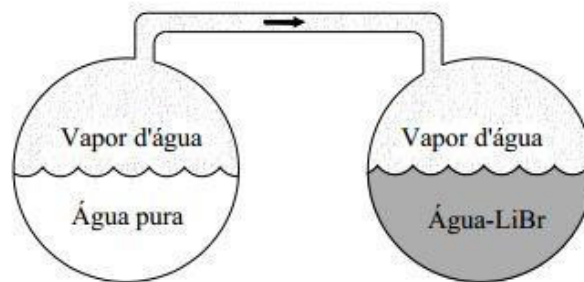
Figura 7 - Diagrama de temperatura-pressão-concentração de água-BrLi.



Fonte: Stoecker (1985)

Segundo Carvalho (2007), quando se conecta recipientes, um contendo água pura e no outro uma solução de água-brometo de lítio (figura 8), o que ocorre é uma transferência de massa de vapor de água devido a diferença de concentração existente entre os recipientes, cessando posteriormente quando a solução se encontra saturada, numa condição de equilíbrio. Portanto, é necessário a adição de calor para a separação do refrigerante da solução absorvente.

Figura 8 - Transferência de massa de vapor de água devido a absorção da solução de água-brometo de lítio.

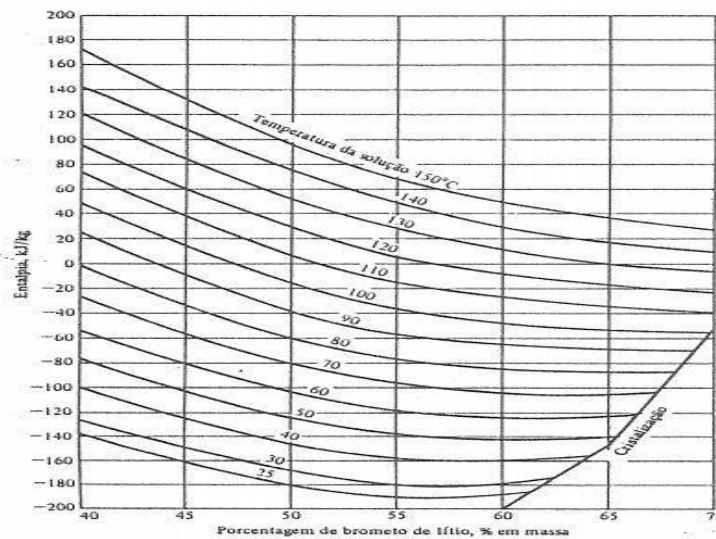


Fonte: Carvalho (2007)

3.4.2 Entalpia de soluções de LiBr

Segundo Stoecker (1985), para que seja possível a realizações de cálculos térmicos nos ciclos de refrigeração por absorção, é necessário que se tenham disponível os dados de entalpia das substâncias de trabalho nos diferentes pontos de interesse no ciclo. No ciclo de absorção a água escoar parte na forma líquida e parte na forma de vapor pelos dispositivos do ciclo como o condensador e evaporador.

Nestes dispositivos, suas entalpias podem ser determinadas através de uma tabela de propriedades da água. Já no caso do gerador e absorvedor, o que se encontram é a solução de água-LiBr, nas quais suas entalpias é dada em função da temperatura e da concentração da solução ($h=f(T,X)$) como na figura 9, válidas para soluções saturadas ou sub-resfriadas com entalpia nulas para água líquida a 0° C e LiBr sólido a 25°C.

Figura 9 - Entalpia de soluções água-NiBr

Fonte: Stoecker (1985)

Algumas das principais características do par água-brometo de lítio reside no fato de o absorvente (brometo de lítio) ser não volátil, e o calor de vaporização da água ser bastante elevado e permite a utilização de fontes de calor de baixas temperaturas (entre 75 e 120°C). Outra vantagem é que na separação do refrigerante do absorvente no evaporador se faz desnecessário a utilização de um retificador e analisador. A desvantagem é que a água como refrigerante é inadequado trabalhar-se com baixas temperaturas devido a problemas de congelamento a 0°C da água no evaporador.

3.4.3 Água-amônia

Este par de fluido tem sido utilizado desde a invenção do sistema de refrigeração por absorção. Nesta combinação a amônia atua como a substância refrigerante e a água como absorvente. No ciclo de absorção, os dispositivos utilizados com esse par são os mesmo para o de H₂O-BrLi fazendo uso adicional do retificador para tirar a água que normalmente evapora com a amônia devido a amônia e a água serem voláteis. Sem o uso do retificador, esta água que é transportada junto com o vapor de amônia, irá se acumular e congelar-se no evaporador, prejudicando o desempenho do sistema.

Segundo Souza (2007), a água é um adequado absorvente de amônia por possuir grande afinidade com a amônia, e ter baixo custo, disponibilidade, e não

tóxico. Sendo este par, estáveis em amplas faixas de temperatura e pressão de trabalho e compatíveis com diversos tipos de materiais. A amônia possui características termodinâmicas favoráveis como o baixo peso molecular, e elevado calor de vaporização que é ideal para melhor eficiência do sistema. E pode ser utilizada em situações que exijam baixas temperaturas pois o ponto de congelamento da amônia é de -77°C .

Como desvantagem, têm-se que o sistema requer alta pressão de operação e alta temperatura no gerador (entre 125 e 170°C) o que é não é adequado para aplicações com coletores solares. Devido a utilização de um analisador, que opera basicamente como uma coluna de destilação, o que aumenta a complexidade do sistema elevando desta maneira os custos da unidade. Adicionalmente aos custos estão as medidas de proteção ao se trabalhar com amônia por esta ser tóxica, volátil e inflamável.

3.5 CRISTALIZAÇÃO

Segundo Stoecker (1985), os diagramas das figuras 5.3 e 5.1 que mostram as propriedades para solução de água-brometo de lítio, mostra a linha de cristalização na sua porção inferior direita. A região abaixo desta linha é caracterizada por ser os pontos onde o brometo de lítio (LiBr) se solidifica. Ou seja, a partir do momento em que a solução de água-brometo de lítio se encontrar nessa região, uma lama de brometo de lítio irá se formar, o que seria indesejável. A formação desta lama pode acarretar problemas de obstrução no escoamento dos fluidos e conseqüentemente parada do funcionamento do sistema.

Segundo Rocha *et al* (2010), a ocorrência de precipitados em soluções aquosas está relacionado com a sua temperatura e concentração, pois ultrapassando o limite de solubilidade da solução com a queda de temperatura e aumento da concentração irá iniciar a precipitação surgindo os cristais. A formação dos cristais de LiBr se dá preferencialmente em pontos preferenciais onde há a existência de pontos de nucleação, ou seja, onde já existem cristais de LiBr formado. Se não há nucleação, a precipitação ocorrerá nos pontos onde a concentração estiver mais próxima do limite de solubilidade.

Os pontos críticos onde pode haver a ocorrência de cristalização no sistema de refrigeração por absorção são: tubulação que leva a solução concentrada do

gerador de vapor ao absorvedor, os orifícios de expansão, e no absorvedor. Na ocorrência de cristalização do LiBr, um procedimento uma solução para isto é aquecer a região onde ocorreu a o precipitado aumentando a solubilidade.

3.6 DISPOSITIVOS DE EXPANSÃO (REDUÇÃO DE PRESSÃO)

Nos ciclos de refrigeração tanto no de compressão de vapor como no de absorção, trabalham com diferentes níveis de pressão. No caso do ciclo de absorção, a quantidade de níveis de pressão está ligada ao número de efeitos do ciclo. Por exemplo, os ciclos de simples, duplo e triplo efeito possuem respectivamente , dois, três e quatro níveis de pressão (baixa, média, alta... por exemplo). A elevação da pressão pode ser feita por feita por compressores e bombas, enquanto que a redução podem ser utilizados dispositivos de expansão tais como tubos capilares, orifícios de expansão, e tubo em U por exemplo.

Segundo Stoecker (1985), a finalidade dos dispositivos de expansão são de: Reduzir a pressão do refrigerante líquido e a regulação da vazão do refrigerante na entrada do evaporador.

Segundo Rocha (2010), no ciclo de refrigeração por absorção, os dispositivos de expansão têm as finalidades duplas de reduzir a pressão do refrigerante líquido e da solução forte como também controlar as vazões no evaporador e absorvedor nesta ordem.

3.7 TUBO CAPILARES.

Segundo Stoecker (1985), os tubos capilares têm seu diâmetro interno variando entre 0,5 a 2 mm, tendo sua utilização na maioria dos sistemas frigoríficos de pequeno porte, devido a limitação de sua capacidade que é de até 10Kw. O fluido que escoar por ele tem sua pressão reduzida devido ao atrito e ao aumento da velocidade de escoamento fazendo que com parte do fluido evapore. As vantagens desses dispositivos é que eles não apresentam partes móveis, são bastante simples e de baixo custo. As desvantagens é a possibilidade de obstrução por matérias estranhas (o que faz com que seu uso consagrado seja em sistemas hermeticamente selados), limites estreitos para as cargas de fluido utilizadas e impossibilidades de regulação para satisfazer distintas condições de carga. Logo, devido a sua estreita faixa, alguma alteração na condição de operação pode

acarretar em perda da eficiência da unidade de refrigeração. O projetista ao selecionar um tubo capilar, deve escolher o diâmetro e comprimento do tubo, de modo que o ponto de equilíbrio seja a da temperatura de evaporação desejada.

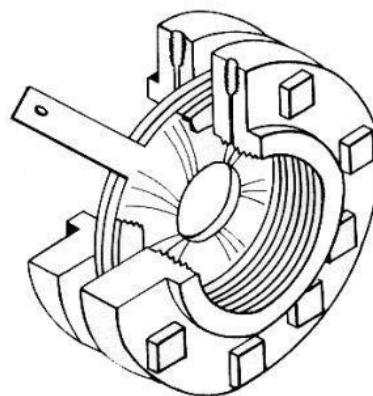
3.8 ORIFÍCIO DE EXPANSÃO

De todos os elementos primários inseridos numa tubulação afim de gerar uma pressão diferencial, o orifício de expansão é o mais empregado devido a sua simplicidade.

De acordo com McDonald (2010).o orifício de expansão é composto por uma placa fina contendo um pequeno furo no seu centro que pode ser interposta entre flanges de tubos ou soldada na tubulação. Devido a sua simples geometria, este dispositivo é de fácil construção, baixo custo e de fácil instalação ou troca. A borda viva do orifício não deve conter incrustação ou matéria em suspensão. Ainda assim, há a possibilidade de acumulação de materiais suspenso no lado da entrada de um orifício concêntrico em um tubo horizontal. Para que esses problemas sejam evitados, um orifício excêntrico na parte inferior do tubo pode ser instalado para que este problema seja evitado. As suas desvantagens residem no fato de sua capacidade ser limitada, e conter uma elevada perda de carga permanente que decorre da expansão não controlada a jusante do elemento medidor.

É essencial que as bordas do orifício estejam sempre perfeitas, pois se ficarem gastas ou mesmo corroídas pelo fluido, não mais fornecerá as saídas desejadas.

Figura 10 - Orifício de expansão inserido em um flange de união



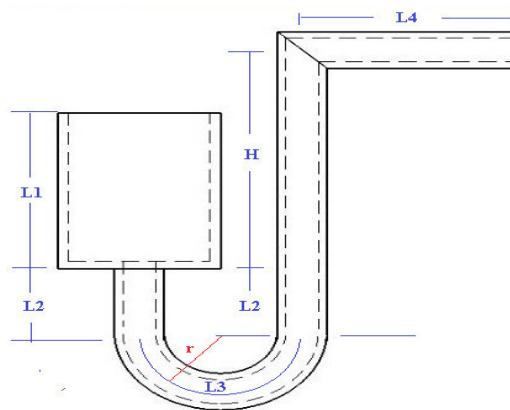
Fonte: Apostila de instrumentação básica SENAI (1999)

3.9 TUBO EM U

Nos sistemas de refrigeração por absorção usando água brometo de lítio a redução de pressão tem sido realizada com auxílio de tubo na forma de U com diâmetros maiores e que permitem estabelecer uma diferença de coluna formada pelo vapor e o líquido. Esse dispositivo flexibiliza o uso conjunto com orifício, tubos capilares e mesmo válvulas de controle manual quando se vislumbra a possibilidade de variações na vazão da solução e do refrigerante (ROCHA, 2010).

De acordo com o mesmo autor, o princípio de funcionamento do tubo em U, segue a ideia do manômetro diferencial que liga dois vasos com pressões P_1 e P_2 . Onde os recipientes possuem volumes maiores do que os necessários para acomodar as vazões da solução e do fluido refrigerante e a seção transversal da tubulação que liga os vasos sendo bastante superior necessária para vazões do líquido, permitindo desta forma um aumento na vazão sem encharcar ou aumentar a pressão. Considerando o exemplo da figura a seguir, podemos obter as relações entre as pressões do vaso.

Figura 11 - Equilíbrio da pressão em vasos comunicantes por um tubo em U.



Fonte: Acervo pessoal (2018)

4 METODOLOGIA

4.1 EQUAÇÕES E CONSIDERAÇÕES PARA O DIMENSIONAMENTO DOS TUBOS EM U

Equação de Bernoulli e perda de carga.

$$\frac{P_1}{\gamma_1} + \frac{V_1^2}{2 \cdot g} + Z_1 = \frac{P_2}{\gamma_2} + \frac{V_2^2}{2 \cdot g} + Z_2 + Perdas$$

Onde as perdas são dos tipos:

$$P_{loc} = \sum_i k_i \cdot \frac{V_i^2}{2 \cdot g} \quad (\text{Perdas localizadas});$$

$$P_{dist} = \sum_i f_i \cdot \left(\frac{L_i}{D_i} \right) \cdot \frac{V_i^2}{2 \cdot g} \quad (\text{Perdas distribuídas}). \quad (\text{Fórmula de Darcy –Weisbach})$$

A perda de carga localizada é causada por acessórios da canalização que faz com que a velocidade do fluido seja alterada em direção ou módulo, o que intensifica a perda de energia nos pontos onde está situado.

Nas perdas distribuídas, as paredes da tubulação causam uma perda de pressão que se distribui ao longo do comprimento gradativamente. As condições iniciais é de que o fluido seja incompressível, escoamento em regime permanente e completamente desenvolvido e sem perda de calor para o meio.

Na equação da perda distribuída o (f) representa o fator de atrito, onde sua determinação é dependente ao tipo de escoamento empregado. Para o escoamento laminar temos que :

$$f = \frac{64}{Re}$$

Onde:

Re = Número de Reynolds;

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu}$$

Sendo o escoamento considerado laminar quando $Re < 2300$. Se o Regime de escoamento for turbulento, o fator de atrito é determinado pela expressão de Miller por:

$$f = 0,25 \left[\log \left(\frac{e/D}{3,7} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^{-2}$$

Sendo o material da tubulação aço inoxidável, utiliza-se uma rugosidade (e) = 0,4mm. Para a região de maior diâmetro (D) do tubo em U, será utilizado uma velocidade baixa o suficiente naquela região para que a perda de carga seja considerada desprezível. O restante da tubulação terá um diâmetro menor (d).

Conservação da massa:

$$\sum \dot{m}_e = \sum \dot{m}_s$$

Onde:

$$\dot{m} = \rho \cdot V \cdot A = (\text{fluxo de massa})$$

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho \cdot A} \quad (\text{Velocidade})$$

$$A = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (\text{área da seção transversal circular}).$$

A Equação de Bernoulli reorganizada utilizada determinar a altura manométrica h para que seja atingido o diferencial de pressão ΔP requerido pelo sistema.

$$P_1 - P_2 = \Delta P = \frac{\rho \cdot (V_2^2 - V_1^2)}{2} + \rho \cdot g \cdot h + \rho \cdot g \cdot (\text{Perdas})$$

P_1 e P_2 são as pressões dos pontos que se deseja dimensionar;

g = aceleração da gravidade (m/s^2);

Z_1 e Z_2 são as alturas;

ρ = massa específica.

$\gamma = \rho \cdot g$ = peso específico.

Dados de Entrada

Calor do Gerador: [kW]

ΔT do trocador de alta

ΔT do trocador de baixa

Concentração da solução X19 [%LiBr]

Concentração da solução X20 [%LiBr]

Concentração da solução X40 [%LiBr]

Temperatura da saída do Condensador: [°C]

Temperatura da saída do Evaporador: [°C]

Temp. de ent. da torre de refrigeração no ABSORVEDOR: [°C]

Temp. de saída da torre de refrigeração no ABSORVEDOR: [°C]

Pressão do gerador de alta: [kPa]

Temp. de ent. da torre de refrigeração no CONDENSADOR: [°C]

Temp. de saída da torre de refrigeração no CONDENSADOR: [°C]

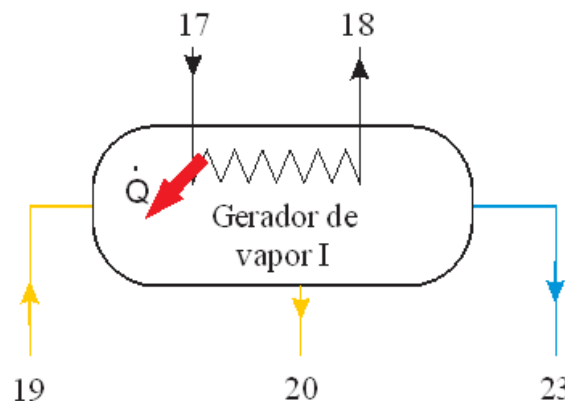
5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

5.1 ANÁLISE DA TRANSFERÊNCIA DE CALOR E DIMENSIONAMENTO

Para o dimensionamento dos sistemas irá ser utilizado o método da Média Logarítmica das Diferenças de Temperaturas (DTML).

5.2 ANÁLISE NO GERADOR DE VAPOR DE ALTA PRESSÃO (GERADOR I)

Figura 12 - Volume de controle do Gerador de vapor I



Fonte: Souto(2014)

Volume de controle do gerador de vapor 1 do sistema de duplo efeito em série.

Características físicas do gerador de Alta (I):

- a) 9 tubos de aço inoxidáveis;
- b) Comprimento de 250 mm;
- c) Diâmetro externo de 12,5mm;
- d) Espessura das paredes dos tubos 1,5mm;
- e) O óleo irá ceder calor para a solução de H₂O-LiBr externamente aos tubos.

A taxa de transferência de calor que circulam pelo volume de controle é dada por:

$$Q = A_t \cdot U_m \cdot \Delta T_{ml}$$

Onde:

A_t = Área de transferência de calor;

U_m = Coeficiente global de transferência de calor;

ΔT_{ml} = média log das diferenças de temperaturas.

Onde

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta t_2 - \Delta t_1}{\ln\left(\frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}\right)} = \frac{(T_{18} - T_{19}) - (T_{17} - T_{20})}{\ln\left(\frac{T_{18} - T_{19}}{T_{17} - T_{20}}\right)}$$

As considerações adotadas foram as mesmas do estudo de Rocha (2010). São elas:

- a) Perda de calor para as vizinhanças desprezíveis;
- b) Todos os trocadores de calor funcionam em contra-corrente;
- c) Propriedades obtidas no EES;
- d) Perdas de cargas por atrito nos trocadores de calor e nas tubulações consideradas desprezíveis;

O coeficiente global de transferência (U) é definido em termos da resistência térmica total entre os fluidos quente e frio, sendo determinado pela inverso das resistências condutivas e convectivas entre os dois fluidos separados por fronteiras planas ou cilíndricas, ou seja:

$$UA = \frac{1}{R_1 + R_2 + \dots + R_n}$$

A partir da definição de resistência térmica e calculando o coeficiente global para tubos cilíndricos tem-se que:

$$UA = \frac{1}{\frac{1}{h_{int} \cdot A_{int}} + \frac{1}{h_{ext} \cdot A_{ext}} + \frac{R''_{i,int}}{A_{int}} + \frac{R''_{i,ext}}{A_{ext}} + \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot K_{material}}}$$

Onde:

A = área de troca de calor (m²);

h = coeficiente de transferência de calor por convecção (W/m².K);

Ri'' = fator de incrustação representativo(fator de deposição)

Onde:

$R''_{i,ext} = 0,0002 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ (aproximando a solução a situação de água de caldeira)

$R''_{i,int} = 0,0004 \text{ m}^2 \cdot \text{K}/\text{W}$ (aproximando a solução do fluido quente comportamento o ar)

K= condutividade térmica do material = 15W/m.K (aço AISI 304);

D = diâmetro do tubo (m);

L = comprimento do tubo;

O dado de entrada para o gerador de calor de alta(gerador I), é que:

$$Q_{g,alta} = 1,5 \text{ TR} \cdot 3,51685 \approx 5,27 \text{ KW}$$

As áreas internas e externas para transferência de calor são dada por:

$$A_{ext} = \pi \cdot D_{ext} \cdot L \cdot N$$

$$A_{int} = \pi \cdot D_{int} \cdot L \cdot N$$

Onde:

D_{ext} e D_{int} , são os diâmetros externos e internos aos tubos respectivamente;

$D_{ext} = 0,0125\text{m}$

$D_{int} = 0,0095\text{m}$

L = comprimento dos tubos = 0,25m

N = número de tubos = 9 tubos

Logo as áreas são : $A_{ext} = 0,088357 \text{ m}^2$ e $A_{int} = 0,06715\text{m}^2$

A forma de evaporação do vapor d'água no gerador é considerado do tipo ebulição em piscina, pois os tubos estão submersos pela solução de concentração média. Considerando as seguintes temperaturas abaixo:

Temperatura de superfície (T_{sup}), é tida como a média aritmética entre a temperatura de entrada e saída do fluido quente.

$$T_{sup} = \frac{T_{17} + T_{18}}{2} = \frac{300 + 200}{2} = 250^\circ\text{C} \text{ (485,15 K)}$$

Temperatura da solução (T_{sol}), é considerada como a média ponderada pelas massas que entram e saem do gerador com suas respectivas temperaturas de entrada e saída, ou que segundo Rocha(2010) é dada por:

$$T_{sol} = T_{sat} = T_{14,17} = \frac{\dot{m}_{19} \cdot T_{19} + \dot{m}_{23} \cdot T_{23}}{\dot{m}_{19}} = 142,0676^\circ\text{C}$$

Temperatura de filme (T_f) é definida como a média aritmética entre a temperatura da solução e a temperatura da superfície.

$$T_f = \frac{T_{sol} + T_{sup}}{2} = 196,0338^\circ\text{C}$$

Segundo Incropera (2008) a temperatura de filme é definida como:

$T_f = \frac{T_{sup} + T_\infty}{2}$ = Temperatura no infinito (T_∞) é a temperatura em um ponto distante das superfícies dos tubos.

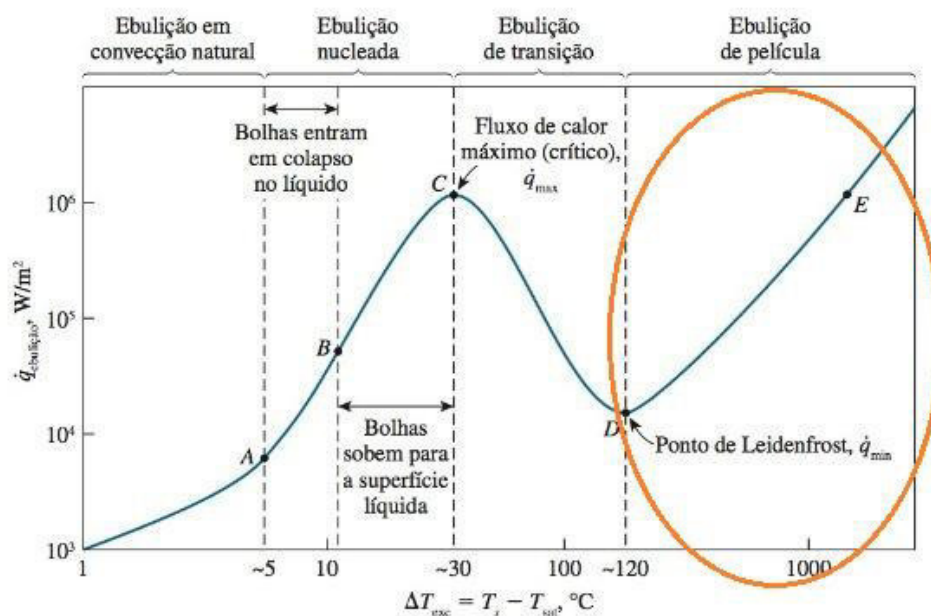
$$T_{\infty} = \frac{T_{sol} + T_{13}}{2} = 106,54 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Segundo Rocha (2010), afim de determinar as propriedades termofísicas do gerador de alta, além da temperatura da solução $T_{14,17}$, devemos também introduzir uma concentração média, que é dada por:

$$x_m = \frac{\dot{m}_{20} \cdot x_{20} + \dot{m}_{23} \cdot x_{23}}{\dot{m}_{19}} = 53 \%$$

Segundo o Incropera (2008), deve-se sempre buscar uma diferença de temperatura entre a temperatura da superfície (T_{sup}) e a temperatura de saturação da água (T_{sat}), que se localize além do Ponto de Leidenfrost, onde neste intervalo se configura-se a ebulição pelicular, que é a região a partir do ponto D, na figura 13.

Figura 13 – Diagrama de ebulição com destaque na ebulição peculiar



Fonte: Incropera (2008)

Onde nesta região, a superfície do aquecedor está totalmente coberta por uma película de vapor, contínua e estável. A transferência de calor entre a superfície e o líquido se dá por condução direta do vapor. À medida que a temperatura da superfície se elevar, a radiação através da película de vapor se torna significativa e o fluxo de calor aumenta com o aumento de ΔT_{te} .

Sendo:

$$\Delta T_{te} = T_{sup} - T_{sat} = 107,93$$

Logo, a diferença de temperatura entre a solução e a da superfície varia entre 30 e 120 °C, a ebulição neste caso está no regime de transição (entre ebulição nucleada e em película). Devido a esta proximidade do ponto D do gráfico, utilizaremos a correlação da ebulição pelicular para que possamos calcular o coeficiente de convecção, pois é menor q na nucleada.

Sendo T_{sat} , a temperatura de saturação.

Com isso, utilizamos a temperatura de filme (T_f) para determinarmos o coeficiente de transferência de calor na ebulição pelicular, no exterior de tubos horizontais de diâmetro D. Onde é a equação é dada por:

$$Nu_{ext} = 0,62 \cdot \left[\frac{g \cdot (\rho_l - \rho_v) \cdot h'_{lv} \cdot D_{ext}^3}{V_v \cdot K_v \cdot (T_{sup} - T_{sat})} \right]^{1/4} = \frac{h_{ext} \cdot D_{ext}}{K_v}$$

Onde :

g = aceleração da gravidade = 9,81 (m/s²);

ρ_l = massa específica da solução (kg/m³) = 1486 kg/m³

ρ_v = massa específica do vapor = 0,2518 (kg/m³);

h_l = entalpia da solução (kJ/kg) = 383,1 kJ/kg ;

h_v = entalpia do vapor (kJ/kg) = 2720 kJ/kg;

h_{lv} = entalpia de mudança de fase; onde:

$h_{lv} = h_v - h_l = 2720 - 283,1 = 2436,9$ kJ/kg

h'_{lv} = entalpia de mudança de fase corrigida (kJ/kg);

D_{ext} = diâmetro do tubo (m);

V_v = viscosidade cinemática do vapor = 0,0000517 (m²/s);

K_v = condutividade térmica do vapor = 0,02588 (kW/mK).

Onde :

$$h'_{lv} = h_{lv} + 0,8 \cdot C_{p_v} \cdot (T_{sup} - T_{sat}) = 2436,9 + 0,8 \cdot 1,946(107,93) = 2604,925 \text{ KJ/kg}$$

Onde :

C_{p_v} = calor específico do vapor = 1,946 (KJ/Kg.K)

Logo, de posse destes valores, temos que o coeficiente de convecção externo é:

$$h_{ext} = 34,36 \text{ W/(m.K)}$$

Para a determinação do coeficiente de convecção interno h_i , utilizaremos as propriedades termofísicas do ar, para os gases de combustão.

Propriedades termofísicas do ar na temperatura de superfície

$$T_{sup} = \frac{T_{17} + T_{18}}{2} = \frac{300 + 200}{2} = 250^{\circ}\text{C} (523,15\text{K})$$

Propriedades termofísicas do ar a 523,15K segundo Incropera (2008)

$$Cp(ar) = 1,03463 \text{ (kJ/(kg.K))}$$

$$\mu(ar) = 278,5729 \times 10^{-7} \text{ (N.s/m}^2\text{)}$$

$$K(ar) = 42,1816 \times 10^{-3} \text{ (W/(m.K))}$$

$$Pr(ar) = 0,683537$$

Logo, faz-se o uso das seguintes equações:

Número de Reynolds para um tubo:

$$Re_{int} = \frac{4 \cdot (\dot{m}_{ar} / N_t)}{\pi \cdot D_{int} \cdot \mu_{ar}} = 12487,99$$

Onde:

Nt é o número de tubos por passe = 9 tubos/passe

Vazão mássica do ar $\dot{m}_{ar} = \dot{m}_{17} = 0,02338 \text{ kg/s}$

Número de Prandtl:

$$Pr = \frac{Cp_{ar} \cdot \mu_{ar}}{k_{ar}} = 0,683537$$

Número de Nusselt:

$$Nu_{int} = 0,023 \cdot Re_{int}^{4/5} \cdot Pr^{0,4} = 37,42$$

Coeficiente de convecção interno:

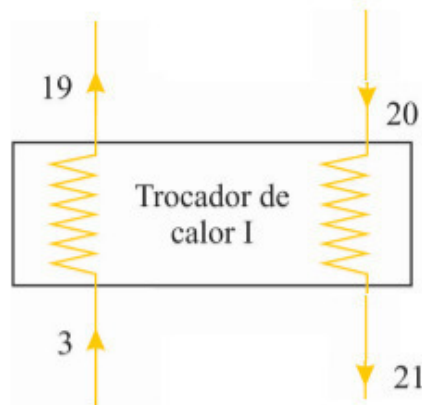
$$h_i = \frac{Nu_{int} \cdot K_{ar}}{D_{int}} = 166,15 \text{ W/(m.K)}$$

Onde: $D_{int} = 9,5^{-3}\text{m}$

Com isso determinamos o valor do coeficiente global de transferência para o Gerador de vapor de alta como sendo:

$$UA = \frac{1}{\frac{1}{h_{int} \cdot A_{int}} + \frac{1}{h_{ext} \cdot A_{ext}} + \frac{R''_{i,int}}{A_{int}} + \frac{R''_{i,ext}}{A_{ext}} + \frac{\ln \frac{D_{ext}}{D_{int}}}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot K_{material}}} = 2,278 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Trocador de calor I

Figura 14 - Volume de controle do trocador de calor I

Fonte: Adaptado de Souto(2014)

Hipóteses simplificadoras:

- a) Propriedades dos fluidos constantes;
- b) Considerar desprezíveis a perda de calor para o meio ambiente;
- c) Energia cinéticas e potenciais desprezíveis;
- d) Condições de escoamento completamente desenvolvidos;
- e) Resistências das paredes dos tubos desprezíveis.

O fluido quente escoar pelos tubos internos para que o gradiente de temperatura no sentido radial promova maior efeito na troca térmica.

Características e dimensões :

- a) Tipo casco e tubo;
- b) Contra-corrente;
- c) Um passe no casco e um passe nos tubos;
- d) Número de tubos (N) = 20 ;
- e) Diâmetro interno dos tubos (D_{int})= 5mm;
- f) Espessura dos tubos 1,2mm;
- g) Comprimento dos tubos (L) = 188mm;
- h) Diâmetro do trocador = 50 mm
- i) Espessura da parede do trocador = 2 mm

Para o escoamento interno(fluido quente) temos as relações:

Número de Reynolds.

$$Re = \frac{4\dot{m}_{20}/N}{\pi \cdot D_{int} \cdot \mu_{20}}$$

Onde , utilizando o EES para obtenção das propriedades para o LiBr, tem-se que:

$\mu_{20} = 0,001124 \text{ Pa.s}$ (ou N.s/m^2)

$$\dot{m}_{20} = 0,01698 \text{ Kg/s}$$

$$D_{int} = 5 \text{ mm (0,005 m)};$$

$$N = 20 \text{ tubos}$$

$$\text{Logo: } Re = 192,3453 < 2300 \quad (\text{escoamento laminar})$$

Com isso, segundo Incropera (2008) tem-se que :

O número de Nusselt da tabela abaixo retirada do Incropera (2008) (Anexo 1)

$$Nu = \frac{h_{int} \cdot D_{int}}{K_{20(LiBr)}} = 4,36$$

Onde:

h_{int} = coeficiente de convecção interno;

$K_{14(LiBr)}$ = condutividade térmica do LiBr no ponto 20 do sistema.

D_{int} = Diâmetro interno do tubo dos trocadores.

Fazendo o uso do EES, temos que a condutividade térmica no ponto 20 é:

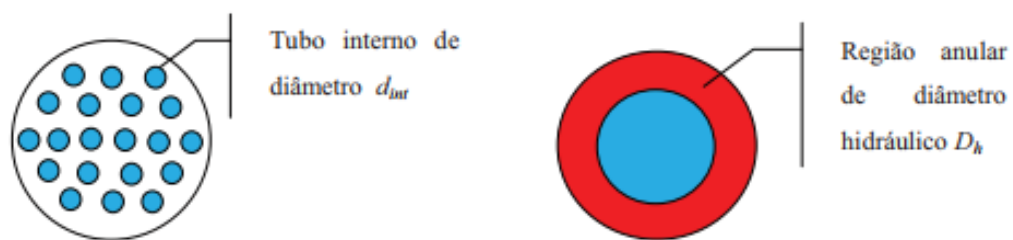
$$K = 0,4904 \text{ W/m.k}$$

Assim: da equação do Nu, temos que o coeficiente de convecção interno é:

$$h_{int} = 427,6288 \text{ W/ (m.K)}$$

Para o escoamento externo(anular),segundo a dissertação de Rocha(2010), foi feita a consideração de que os 20 tubos internos funcionassem como um único tubo com a mesma área transversal correspondente ao conjunto, como na figura abaixo.

Figura 15 - Esboço da simplificação do trocador de calor



Fonte: Rocha (2010)

Com base nisso, o número de Reynolds pode ser determinado pela seguinte equação:

$$Re = \frac{4 \cdot \dot{m}_3}{\pi \cdot D_h \cdot \mu_3}$$

Onde:

\dot{m}_3 = Fluxo de massa da solução de água-LiBr no ponto 3 do ciclo;

μ_3 = viscosidade dinâmica da solução água-LiBr no ponto 3 do ciclo;

D_h = Diâmetro hidráulico

Da consideração feita acima, haverá um único tubo interno com a área transversal do conjunto dos 20 tubos, logo esta seção é determinada por:

$$A_{int} = 20 \cdot \pi \cdot \frac{D_{int}^2}{4} = 20 \cdot \pi \cdot \frac{0,005^2}{4} = 0,000393 \text{ m}^2$$

Com isso, temos que o esse diâmetro equivalente vale:

$$D_{20} = \sqrt{\frac{4 \cdot A_{int}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,000393}{\pi}} = 0,022361 \text{ m}$$

Onde o diâmetro hidráulico é determinado por:

$$D_h = D_{ext} - D_{20}$$

Onde :

D_{ext} = Diâmetro externo do trocador de calor = 48mm (pois é 50mm de espessura do trocador e 2mm de espessura do trocador).

Com isso, o diâmetro Diâmetro fica:

$$D_h = 0,048 - 0,022361 = 0,025639 \text{ m}$$

Retirando novamente os dados a mistura através do EES, temos que:

$$\dot{m}_3 = 0,01826 \text{ kg/s}$$

$$\mu_3 = 0,002502 \text{ Pa.s (ou N.s/m}^2\text{)}$$

Com isso o número De Reynolds fica:

$$Re = \frac{4 \cdot \dot{m}_3}{\pi \cdot D_h \cdot \mu_3} = \frac{4 \cdot 0,01826}{\pi \cdot 0,025639 \cdot 0,00252} = 49,65965 < 2300 \text{ (escoamento laminar)}$$

Novamente da tabela do Incropera (2008), o Número de Nusselt é $Nu = 4,36$, valendo-se da equação;

$$Nu = \frac{h_{ext} \cdot D_h}{K_3}$$

Onde :

K_3 = condutividade térmica da solução água-LiBr no ponto 3 (EES)

$$K_3 = 0,4594 \text{ W/(m.K)}$$

Logo, o valor do coeficiente de convecção externo $h_{ext} = 78,126 \text{ W/m.K}$

De posse dos valores dos coeficientes de convecção externos e internos, podemos determinar o valor do coeficiente global de transferência de calor fazendo uso da seguinte equação:

$$\frac{1}{U_{tc1}} = \frac{1}{h_{int} \cdot A_{int,tubos}} + \frac{Ri''_{int}}{A_{int}} + \frac{\ln\left(\frac{D_{ext}}{D_{int}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_{aço}} + \frac{Ri''_{ext}}{A_{ext}} + \frac{1}{h_{ext} \cdot A_{ext,tubos}}$$

Onde:

$L = 188\text{mm}$ (0,188m);

$k_{aço} = 15 \text{ W/K.m}$;

$A_{int,tubos}$ = Área interna dos 20 tubos (considerando como um só tubo central);

Onde: $A_{int,tubos} = \pi \cdot D_{20} \cdot L$

$A_{ext,tubos}$ = Área externa aos 20 tubos (considerando como um só tubo central);

Sendo a espessura da parede dos tubos de $e = 1,2 \text{ mm}$ (0,0012 m)

Temos que: $D_{ext,tubo} = D_{20} + 2e = 0,022361 + 0,0024 = 0,024761\text{m}$

Temos então:

$$A_{ext,tubos} = \pi \cdot D_{ext,tubo} \cdot L$$

$A_{ext,tubos} = 0,014624 \text{ m}$

Logo, o Coeficiente global de transferência de calor do trocador de calor I é :

$$U_{tc1} = 0,943313 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

Determinando a média logarítmica das diferenças de temperaturas pela equação:

$$\Delta_{tml} = \frac{\Delta_{T2} - \Delta_{T1}}{\ln\left(\frac{\Delta_{T2}}{\Delta_{T1}}\right)} = 64^\circ\text{C}$$

Onde:

$$\Delta_{T2} = T_{20} - T_{19} = 113,8 - 71,02 = 72,06$$

e

$$\Delta_{T1} = T_{21} - T_3 = 123,08 - 51,02 = 72,06$$

$$Q_{tc1} = U_{tc1} \cdot A \cdot \Delta_{tml}$$

Sendo: $Q_{tc1} = \dot{m}_3 \cdot (h_{19} - h_3) = 0,7304 \text{ W}$

Onde:

$\dot{m}_3 = 0,01826 \text{ kg/s}$;

$$h_{19} = 153,5 \text{ KJ/kg};$$

$$h_3 = 113,5 \text{ KJ/kg};$$

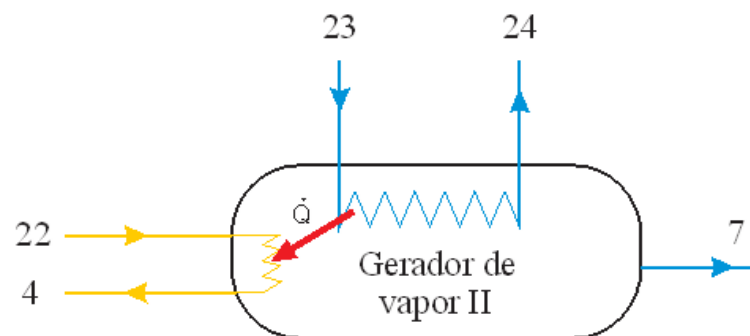
5.3 ANÁLISE NO GERADOR DE VAPOR 2

5.3.1 Características físicas do Gerador de vapor 2 (de baixa)

Apesar desse trocador receber o nome de “Gerador de baixa”, tanto ele como o condensador trabalha no nível de pressão intermediária do sistema. O conjunto é formado pelo Gerador de vapor 2/condensador é constituído por:

- a) Espessura da chapa de inox que compõe o casco de 2mm;
- b) Os espelhos dos tubos tem espessura de 3 mm;
- c) 330 mm de comprimento;
- d) 90 mm de largura;
- e) 150 mm de altura;
- f) 27 tubos;
- g) 3 passes (9 tubos por passe);
- h) 300 mm de comprimento cada tubo;
- i) 12,5 mm de diâmetro cada tubo;
- j) 1,5 mm de espessura cada tubo;

Figura 16 - Volume de controle do gerador de vapor 2 (de baixa).



Fonte: Souto (2014)

Segundo Rocha (2010), o calor que é utilizado no gerador de vapor II é proveniente do vapor d'água advindo do gerador de vapor de I, onde irá circular internamente nos tubos contidos no gerador de vapor II.

O calor fornecido no gerador de vapor II é dado por:

$$Q_{gv2} = \dot{m}_{23}(h_{23} - h_{24}) = U \cdot A_t \cdot \Delta T_{ml}$$

Onde:

$$\dot{m}_{23} = 0,001282 \text{ kg/s}$$

$$h_{23} = 2720 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{24} = 330,2 \text{ kJ/kg}$$

Logo: $Q_{gv2} = 3,063 \text{ kW}$

Fazendo a consideração de que não há perda de calor para o ambiente, e que todo o calor fornecido será integralmente transferido para a solução H₂O-LiBr de concentração média que escoar externamente aos tubos (entre a casca e os tubos) onde terão como saídas, vapor de água e solução concentrada de H₂O-LiBr (maior concentração do sistema).

De maneira análoga ao Gerador de vapor 1 (De alta), iremos determinar o coeficiente global de transferência para o gerador de baixa.

Temperatura de Superfície: (23 e 24)

$$T_{sup} = \frac{T_{23} + T_{24}}{2} = \frac{118,9 + 78,88}{2} = 98,89 \text{ °C}$$

Temperatura da solução

$$T_{sol} = T_{sat} = T_{4,7} = \frac{\dot{m}_4 \cdot T_4 + \dot{m}_7 \cdot T_7}{\dot{m}_{22}} = \frac{0,01587 \times 84,51 + 0,001114 \times 79,69}{0,01698} = 84,21 \text{ °C}$$

Temperatura de filme (T_f) é definida como a média aritmética entre a temperatura da solução e a temperatura da superfície.

$$T_f = \frac{T_{sol} + T_{sup}}{2} = 91,55 \text{ °C}$$

Segundo Incropera (2008) a temperatura de filme é definida como:

$$T_{\infty} = \frac{T_{sol} + T_{22}}{2} = 79,95 \text{ °C}$$

Temperatura no infinito (T_∞) é a temperatura em um ponto distante das superfícies dos tubos.

Com isso obtendo a seguinte temperatura de filme:

$$T_f = \frac{T_{sup} + T_{\infty}}{2} = 89,42 \text{ °C}$$

O que mostra uma aproximação dos valores para a temperatura de filme obtida anteriormente, onde aplicaremos a primeira.

Segundo, Rocha (2010), afim de determinar as propriedades termofísicas do gerador de alta, além da temperatura da solução $T_{14,17}$, devemos também introduzir uma concentração média, que é dada por:

$$x_m = \frac{\dot{m}_4 \cdot x_4 + \dot{m}_7 \cdot x_7}{\dot{m}_{22}} = 57 \%$$

Para o escoamento externo, faremos a mesma consideração que no gerador de vapor 1 (de alta) ou seja, ebulição pelicular, sobre tubos horizontais, dada pela equação:

$$Nu_{ext} = 0,62 \cdot \left[\frac{g \cdot (\rho_l - \rho_v) h'_{lv} \cdot D_{ext}^3}{V_v \cdot K_v \cdot (T_{sup} - T_{sat})} \right]^{1/4} = \frac{h_{ext} \cdot D_{ext}}{K_v}$$

A fim de determinar cada parâmetro, temos :

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$\rho_l = 1594 \text{ kg/m}^3$$

$$\rho_v = 0,03901 \text{ kg/m}^3$$

$$V_v = 0,000298$$

$$K_v = 0,02237$$

$$T_{sup} = 98,89 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$T_{sat} = 84,21 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$D_{ext} = 0,0125 \text{ m}$$

$$h_{lv} = (2649 - 205,2) \text{ kJ/kg} = 2443,8 \text{ KJ/kg}$$

$$Cp_v = 1,895 \text{ kJ/kg.K}$$

$$h'_{lv} = h_{lv} + 0,8 \cdot Cp_v \cdot (T_{sup} - T_{sat}) = 2466,049 \text{ kJ/kg}$$

Logo, o coeficiente de convecção externo é :

$$h_{ext} = 32,86 \text{ }^\circ\text{C W}/(\text{m.K})$$

Para determinarmos o coeficiente de convecção interno utilizaremos a mesma consideração de ebulição pelicular. O número de Reynolds utilizado é dada pela seguinte :

$$Re_{int} = \frac{4 \cdot \dot{m}_{23}}{\pi \cdot D_{int} \cdot \mu_{23} \cdot N_t}$$

Com isso adotando a correlação de Ditus-Boelter (1930) para determinarmos o número de Nusselt e em seguida o coeficiente de convecção interno.

Para escoamentos interno, do Incropera (2008), temos a seguinte equação:

$$Nu_{int} = 0,023 \cdot Re_{int}^{4/5} \cdot Pr_{fluido}^n = \frac{h_{int} \cdot D_{int}}{K_{fluido}}$$

O coeficiente (n) é igual a 0,3 pois, o fluido interno cede calor.

Temos os seguintes valores para os coeficientes.

$$\dot{m}_{23} = 0,001282 \text{ kg/m}^3 ;$$

Nt = 9 tubos por passe;

$$\mu_{23} = 0,00001302 \text{ (N.s)/m}^2$$

$$D_{int} = 12,5\text{mm} - 2 \times 3\text{mm} = 0,0095\text{m (diâmetro interno)}$$

Logo o valor do número de Reynolds é :

$$Re_{int} = 1466,29$$

O número de Prandtl para o vapor água no ponto de entrada (ponto 23) retirada do EES é :

$$Pr_{fluido} = Pr_{17} = 0,9787$$

$$K_{fluido} = K_{23} = (\text{condutividade térmica}) = 0,02588 \frac{\text{kW}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

Logo, o coeficiente de convecção interno é: $h_{int} = 21,239 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$

Cálculo do coeficiente global de transferência:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} = 12,9 \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \cdot \text{K}}$$

Onde D_h é o diâmetro hidráulico que é dado por:

$$D_h = 4 \cdot \frac{A}{\sigma}$$

Onde :

$$A = \text{área da secção transversal} = \frac{\pi \cdot D^2}{4}$$

$$\sigma = \text{Perímetro molhado} = \pi \cdot D$$

Logo $D_h = D$

Cálculo do ΔT_{ml}

$$\Delta_{tml} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln \left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1} \right)} = \frac{(T_{24} - T_{4,7}) - (T_{23} - T_{22})}{\ln \left(\frac{T_{24} - T_{4,7}}{T_{23} - T_{22}} \right)}$$

Portanto:

$$\Delta_{tml} = 12,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Podemos agora determinarmos a área de troca térmica do Gerador de vapor de baixa pelas seguintes relações:

$$A_t = \pi \cdot D_t \cdot L_t \cdot N = 0,241 \text{ m}^2$$

Onde:

L_t = Comprimento dos tubos;

D_t = Diâmetro dos tubos;

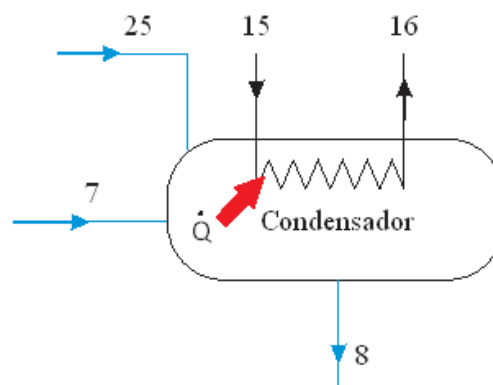
N = Número de tubos.

Também podemos determinar pela equação, , onde:

$$Q_{gv2} = \dot{m}_{23}(h_{23} - h_{24}) = U \cdot A_t \cdot \Delta T_{ml}$$

5.4 ANÁLISE DO CONDENSADOR

Figura 17 - Volume de controle do condensador



Fonte: Souto (2014)

5.4.1 Características físicas do Condensador

Como o condensador está no mesmo compartimento que o Gerador de vapor de baixa (mesma pressão), a estrutura externa é a mesma citada anteriormente para o referido gerador.

Do conjunto formado pelo Gerador de vapor de baixa/ Condensador, o condensador se encontra na parte superior do sistema, e utiliza 21 tubos, com 3 passes (7 tubos por passe).

Este dispositivo tem a função de condensar o vapor de água advindo do gerador de vapor gerador de vapor de baixa, rejeitando calor para o meio. O condensador é resfriado a água, onde escoam internamente aos tubos, e é arrefecida por uma torre de resfriamento.

A condensação adotada é a do tipo pelicular, para uma disposição horizontal dos feixes de tubo do condensador. No escoamento externo o fluido que passa entre o casco do condensador e os tubos é o vapor d'água a ser condensado.

Para uma fileira vertical de N tubos horizontais o coeficiente médio de convecção sobre os N tubos é dado por:

$$h_{ext} = 0,729 \left[\frac{g \cdot \rho_l \cdot (\rho_l - \rho_v) h'_{lv} \cdot K_l^3}{N_t \cdot \mu_l \cdot D_{ext} (T_{sat} - T_{sup})} \right]^{1/4}$$

Onde a entalpia corrigida é dada por:

$$h'_{lv} = h_{lv} + 0,68 \cdot C_{p,l} (T_{sat} - T_{sup})$$

Onde h_{lv} é o calor latente de vaporização.

Estimado na temperatura de saturação (condensação).

E as propriedades na temperatura de filme (calor específico, massa específica, condutividade térmica e viscosidade).

A temperatura de saturação T_{sat} é tomada como sendo igual a temperatura do condensado na saída do condensador T_g . Entretanto, como o condensador possui duas tubulações de entrada de vapor, faz-se necessário que as temperaturas de superfície

A temperatura de superfície é tomada como a média aritmética das temperaturas de entrada e saída da água de resfriamento:

$$T_{sup} = \frac{T_{fi} + T_{fo}}{2} = \frac{T_{15} + T_{16}}{2} = \frac{32,46 + 35}{2} = 33,73 \text{ } ^\circ\text{C}$$

5.4.2 Determinação do coeficiente de convecção interno

Considerando que o condensador tem 3 passes, a vazão para cada tubo, será dada pela vazão total, multiplicada pelo número de passes e dividida pelo número de tubos, tal como:

$$\dot{m}_{H2O} = N_p \cdot \frac{\dot{m}_{total}}{N}$$

Onde:

N_p = número de passe = 3 passes;

\dot{m}_{total} = fluxo de água de refrigeração que entra no condensador;

N = número de tubos = 21 tubos.

O Reynolds calculado para o escoamento de um único tubo é dado por:

$$Re_{int} = \frac{4 \cdot (\dot{m}_{H2O})}{\pi \cdot D_{int} \cdot \mu_{H2O}} = 81278,32$$

O material utilizado no conjunto Gerador de vapor de Baixa/ Condensador é o mesmo. Com isso são os mesmos os diâmetros e a espessuras dos tubos:

Obs: A fim de determinar a viscosidade cinemática do fluido de arrefecimento, considerarei a pressão do fluido como sendo igual a pressão atmosférica (1atm = 101,325Kpa)

a) A viscosidade cinemática (μ_{H2O}) = $\mu_{15} = 0,0007577$ Kg/m-s ;

b) 12,5 mm de diâmetro cada tubo;

c) 1,5 mm de espessura cada tubo;

Com isso o D_{int} (Diâmetro interno) fica :

$$D_{int} = 12,5 - 2 \times 1,5 = 9,5mm = 0,0095m$$

Onde as propriedades são determinadas no ESS tomando como base a temperatura de superfície T_{sup} .

O número de Prandtl dado por:

$$Pr = \frac{Cp_{H2O} \cdot \mu_{H2O}}{K_{H2O}}$$

O coeficiente de convecção interna é dada por:

$$Nu_{int} = 0,023 \cdot Re_{int}^{4/5} \cdot Pr_{fluido}^n = \frac{h_{int} \cdot D_{int}}{K_{fluido}}$$

Onde o $n = 0,4$. Pois o fluido que escoar internamente é aquecido.

E o coeficiente de convecção interna dada por:

$$h_{int} = \frac{Nu_{int} \cdot K_{H2O}}{D_{int}}$$

Onde todas as propriedades são tomadas na temperatura de filme, que é dada por:

$$T_f = \frac{(T_{sat} + T_{sup})}{2} =$$

Outra forma de determinarmos a temperatura de filme segundo Rocha(2010) é através das seguintes relações:

$$T_f = \frac{(T_{inf} + T_{sup})}{2}$$

Sendo uma temperatura média para entrada do vapor no condensador.

$$T_{(7,25)} = \frac{(\dot{m}_7 \cdot T_7 + \dot{m}_{25} \cdot T_{25})}{\dot{m}_7 + \dot{m}_{25}}$$

E calculando a temperatura em um ponto distante da superfície dos tubos.

$$T_{inf} = \frac{T_{(7,25)} + T_8}{2}$$

Adotaremos a definição de temperatura de filme apresentada por Rocha (2010). Para o cálculo da transferência de calor e do coeficiente global de transferência de calor temos a relação:

$$Q_{cond} = \dot{m}_{15}(h_{16} - h_{15}) = U \cdot A_t \cdot \Delta T_{ml}$$

Onde:

$$\Delta_{tml} = \frac{\Delta_{T2} - \Delta_{T1}}{\ln\left(\frac{\Delta_{T2}}{\Delta_{T1}}\right)} = \frac{(T_8 - T_{16}) - (T_8 - T_{15})}{\ln\left(\frac{T_8 - T_{16}}{T_8 - T_{15}}\right)}$$

O coeficiente global de transferência pode ser dado por:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}$$

A área de transferência de calor do condensador pode ser dada por:

$$A = N \cdot \pi \cdot D \cdot L$$

Sendo:

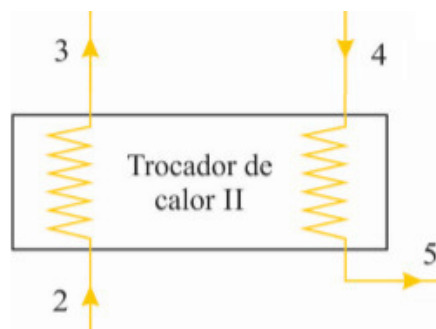
N = número de tubos;

D = diâmetro do tubo (externo ou interno);

L = comprimento dos tubos.

Trocador de calor 1

Figura 18 - Volume de controle Trocador de calor 1



Fonte: Adaptado de Souto (2014)

5.5 CARACTERÍSTICAS ESTRUTURAIS DO TROCADOR DE CALOR

As características estruturais são de forma similar ao trocador de calor 2, pouco diferenciando em suas dimensões e nas composições dos fluidos que circulam em seu interior.

Composição:

- a) Tipo casca e tubo;
- b) Contra-corrente;
- c) Um passe no casco e um passe nos tubos;
- d) Número de tubos (N) = 20 tubos;
- e) Diâmetro interno dos tubos ($D_{int} = 5\text{mm}$);
- f) Espessura dos tubos = a 1,2 mm;
- g) Comprimento dos tubos (L) = 198 mm;
- h) Diâmetro do trocador = 50mm;
- i) Espessura da parede do trocador = 2mm;

5.5.1 Determinação do coeficiente de convecção Interno do trocador de calor 1

O fluido quente escoar internamente aos tubos como no trocador 2. O número de Reynolds para o fluido interno é dado por :

$$Re_{int} = \frac{4 \cdot (\dot{m}_4 / Nt)}{\pi \cdot D_{int} \cdot \mu_4}$$

\dot{m}_4 = fluido quente que circula internamente ao trocador de calor = 0,01587 kg/s;

μ_4 = Viscosidade cinemática = 0,002766 N.s/m²;

D_{int} = Diâmetro interno dos tubos = 5mm = 0,005 m;

Nt = Número de tubos interno ao trocador = 20 tubos;

Logo: $Re_{int} = 73,05$ (Escoamento laminar)

$$Nu = \frac{h_{int} \cdot D_{int}}{K_4} = 4,36 \quad (\text{anexo A}).$$

Com isso, o coeficiente de convecção interno (h_i) pode ser fica:

$$h_{int} = 388,6504 \text{ W/mk}$$

Para determinar o coeficiente de convecção externo, faremos a mesma consideração utilizada anteriormente para o trocador de calor II(20 tubos internos funcionando como um único tubo com a mesma área transversal).

Determinando o número de Reynolds:

$$Re_{ext} = \frac{4 \cdot \dot{m}_2}{\pi \cdot D_h \cdot \mu_2}$$

$D_{20} = 0,022361 \text{ m}$ (Diâmetro equivalente dos 20 tubos);

$D_h = D_{ext} - D_{20} = 0,025639 \text{ m};$

$\dot{m}_2 = 0,01826 \text{ kg/s};$

$\mu_2 = 0,003539 \text{ N.s/m}^2;$

$k_2 = 0,4425 \text{ W/(m.k)};$

Sendo $Nu = 4,36$ (Anexo A)

O coeficiente de convecção externo é dado por:

$$Nu = \frac{h_{ext} \cdot D_h}{k_2}$$

De posse dos dados anteriormente, temos que o coeficiente de convecção externo fica:

$$h_{ext} = 75,24 \text{ W/(m.k)}$$

Cálculo do coeficiente Global de transferência do trocador II.

$$\frac{1}{U_{tc2}} = \frac{1}{h_{int} \cdot A_{int,tubos}} + \frac{Ri''_{int}}{A_{int}} + \frac{\ln\left(\frac{D_h}{D_{int}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot L \cdot k_{aço}} + \frac{Ri''_{ext}}{A_{ext}} + \frac{1}{h_{ext} \cdot A_{ext,tubos}}$$

$$\Delta_{tml} = \frac{\Delta_{T2} - \Delta_{T1}}{\ln\left(\frac{\Delta_{T2}}{\Delta_{T1}}\right)}$$

Onde :

$$\Delta_{T2} = T_{qo} - T_{fi}$$

$$\Delta_{T1} = T_{qi} - T_{fo}$$

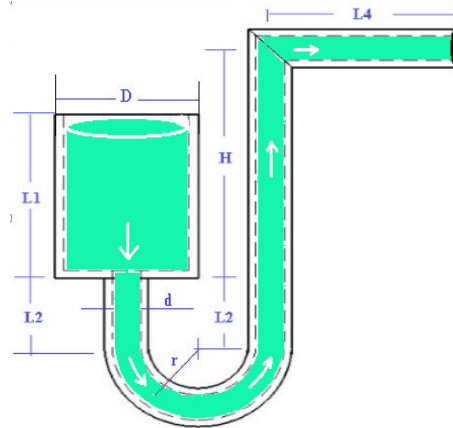
5.6 TUBO EM U PARA REDUÇÃO DA PRESSÃO ENTRE OS PONTOS 21 E 22 DO SISTEMA.

Condições:

- a) Escoamento em regime estacionário;
- b) Escoamento incompressível;

c) Dispositivo isolado termicamente.

Figura 19 - Ilustração representativa do Tubo em U para redução de pressão.



Fonte: Acervo pessoal (2018)

Condições simplificadoras:

- a) Escoamento em regime estacionário;
- b) Escoamento incompressível;
- c) Dispositivo isolado termicamente.

Para o Tubo 1, foi feita uma redução no diâmetro na proporção de $\frac{D}{d} = \frac{3}{1}$. Devido ao gradiente de pressão ΔP ser bastante elevada. O que necessitaria de uma grande coluna h e uma grande perda de carga.

Já para o Tubo 2, foi feita uma redução mais simples na proporção de $\frac{D}{d} = \frac{4}{3}$, pois o gradiente de pressão empregado é bastante reduzido, e a concentração da solução de H₂O-LiBr nesse trecho é bastante elevada, o que poderia causar obstrução. O material escolhido foi o aço comercial.

Tabela 1 - Dados referente ao fluido e ao escoamento nos tubos em U.

Parâmetros do fluido e do escoamento													
Unidades no S.I.	P1	P2	g	p	μ	m1	V(D)	V(d)	Re(D)	Re(d)	e (mm)	f(D)	f(d)
Tubo 1	45320	6344	9,81	1588	0,001638	0,01698	0,1499	1,3491	1384,972	4154,916	0,046	0,062	0,054
Tubo 2	6344	870	9,81	1685	0,003737	0,01587	0,297	0,67	851,51	1277,26	0,046	0,075	0,05

Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

Tabela 2 - Dados dimensionais dos Tubos em U

	Dimensões dos tubos em U								
Unidades no S.I.	D	d	A(D)	A(d)	L1	L2	L3	L4	h
Tubo 1	0,00953	0,003177	$7,13 \times 10^{-5}$	$7,92 \times 10^{-6}$	0,1	0,15	0,449	0,1	0,625
Tubo 2	0,00635	0,004233	$3,16 \times 10^{-5}$	$1,41 \times 10^{-5}$	0,05	0,1	0,6	0,1	0,2939

Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

Tabela 3 - Coeficientes de perda de carga utilizados para dimensionar o tubo em U (anexo 2)

Coef. de perda de carga	KL
Curva de retorno 180°	0,2
Contração abrupta	0,5
cotovelo 90°	0,3

Fonte: Elaborado pelo autor (2018)

CONSIDERAÇÕES FINAIS

Esta monografia teve caráter multidisciplinar, onde nela foi possível aplicar conhecimentos adquiridos ao longo da formação de engenharia mecânica, na área de termofluidos, contribuindo desta forma para minha formação profissional.

Dos conceitos apresentados sobre o ciclo de refrigeração por absorção verificamos que suas particularidades de trabalhar com baixa pressão, e de uma fonte térmica de baixa temperatura cria aplicações práticas de fontes alternativas de energia bem como na climatização de ambientes. Este ciclo tem se mostrado uma alternativa a indústrias que nos seus processos haja rejeição de calor para o meio.

Para o dimensionamento do tubo em U, foi necessário a utilização do software EES, para obtenção os valores referentes a solução de H₂O-LiBr bem como do refrigerante (água). As dimensões obtidas para o tubo em U é puramente teórica, pois já se tem a unidade piloto construída, logo outros parâmetros deveriam ser levados em considerações. Entretanto, as diversas iterações entre os parâmetros com a finalidade de obter os diâmetros e a altura manométrica necessárias servem de base para uma futura confecção destes tubos.

Tendo isso em vista, é fácil prever que futuras pesquisas nesse campo serão realizadas por indústrias e centros de pesquisas buscando um melhor aproveitar os rejeitos térmicos se seus processos.

REFERÊNCIAS

- CARVALHO, Enido Nascimento de. **Modelagem e Simulação de Unidades Refrigeradoras de Líquidos por Absorção H₂O-LiBr de Simples e Duplo Efeito, Incluindo os Efeitos de Aditivos e Clima Local**. Dissertação de mestrado – Universidade de Brasília. Faculdade de tecnologia, 2007.
- ÇENGEL, Y.A. E CIMBALA, J.M. **Mecânica dos Fluidos - Fundamentos e Aplicações**, McGraw-Hill Interamericana do Brasil Ltda, 2007.
- ÇENGEL, YUNUS A.; BOLES, MICHAEL A. **Termodinâmica**. Mc Graw Hill. 7ª Ed. 2013.
- FERRAZ, Fábio. **Apostila de refrigeração**. Centro Federal de Educação Tecnológica da Bahia. 2008.
- INCROPERA, F.P.; DEWITT, D.P. **Fundamentos de Transferência de Calor e de Massa**, 6a edição, LTC - Livros Técnicos e Científicos Editora S. A., R. J. 2008.
- ROCHA, Márcio. **Estudo teórico-experimental de um sistema de refrigeração por absorção de duplo efeito em série usando o par água/ brometo de lítio**. 2010. João Pessoa. 127f. Dissertação de mestrado –UFPB/CT.
- SOUTO, Marcio Holanda. **Análise e dimensionamento dos trocadores de calor de uma unidade de refrigeração por absorção de duplo efeito usando o par água-brometo de lítio**. 2014.1. 58 f. Monografia (engenharia mecânica). Universidade Federal da Paraíba UFPB.
- STOECKER, W, F. JONES, W, J. **Refrigeração e ar condicionado**. Editora McGraw —Hill do Brasil. Edição de 1985.

ANEXOS

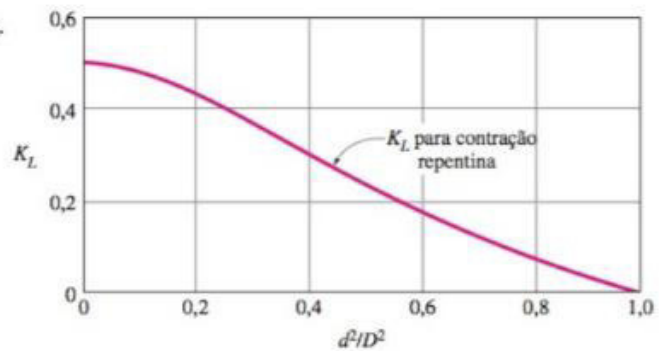
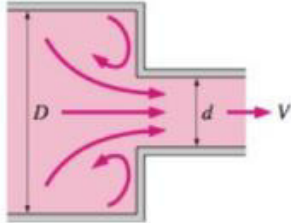
Tabela 4 - Correlações para escoamento em tubos circulares

Correlações		Condições
$f = 64/Re$	(8.19)	Laminar, plenamente desenvolvido
$Nu = 4,36$	(8.53)	Laminar, plenamente desenvolvido, q_w uniforme
$Nu = 3,66$	(8.55)	Laminar, plenamente desenvolvido, T_s uniforme
$\overline{Nu} = 3,66 + \frac{0,0668(D/L)Re.Pr}{1 + 0,04[(D/L)Re.Pr]^{\frac{2}{3}}}$	(8.56)	Laminar, entrada térmica(ou entrada combinada com $Pr \geq 5$), T_s uniforme.
$\overline{Nu} = 1,86 \left(\frac{Re.Pr}{L/D} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0,14}$	(8.57)	Laminar, entrada combinada, $0,6 \leq Pr \leq 5$; $0,0044 \leq (\mu/\mu_s) \leq 9,75$; T_s uniforme.
$f = 0,316Re^{-\frac{1}{4}}$	(8.20a) ^c	Turbulento, plenamente desenvolvido, $Re \leq 2 \times 10^4$
$f = 0,184Re^{-\frac{1}{5}}$	(8.20b) ^c	Turbulento, plenamente desenvolvido, $Re \geq 2 \times 10^4$
$f = (0,79 \ln Re - 1,64)^{-2}$	(8.21) ^c	Turbulento, plenamente desenvolvido, $3000 \leq Re \leq 5 \times 10^6$
$Nu = 0,023.Re^{\frac{4}{5}}.Pr^n$	(8.60) ^d	Turbulento, plenamente desenvolvido, $0,6 \leq Pr \leq 160$, $Re \geq 10^4$, $(L/D) \geq 10$, $n = 0,4$ para $T_s > T_m$ e $n = 0,3$ para $T_s < T_m$
$Nu = 0,027.Re^{\frac{4}{5}}.Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0,14}$	(8.61) ^d	Turbulento, plenamente desenvolvido, $0,7 \leq Pr \leq 16.7000$, $Re \geq 10^4$, $(L/D) \geq 10$
$Nu = \frac{(f/8)(Re - 1000)Pr}{1 + 12,7(f/8)^{1/2} \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1 \right)}$	(8.62) ^d	Turbulento, plenamente desenvolvido, $0,5 \leq Pr \leq 2000$, $3000 \leq Re \leq 5 \times 10^6$, $(L/D) \geq 10$
$Nu = 4,82 + 0,0185(Re.Pr)^{0,827}$	(8.64)	Metais líquidos, turbulento, plenamente desenvolvido, q_w uniforme, $3600 \leq Re \leq 9,05 \times 10^5$, $10^2 \leq Pe \leq 10^4$.
$Nu = 5,0 + 0,025(Re.Pr)^{0,8}$	(8.65)	Metais líquidos, turbulento, plenamente desenvolvido, T_s uniforme, $Pe \geq 100$.

Fonte: Incropera (2008)

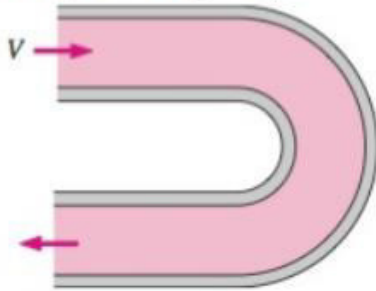
Tabela 5 - Tabelas para a determinação dos valores dos coeficientes de perda de carga.

Contração repentina: Consulte o diagrama.



Curva de retorno de 180°:

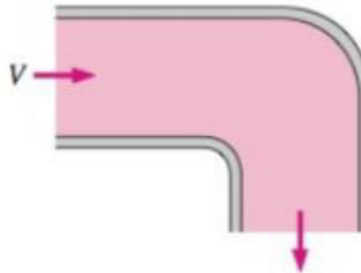
Flangeado: $K_L = 0,2$
Rosqueado: $K_L = 1,5$



Curvas e Desvios

Curva suave de 90°

Flangeado: $K_L = 0,3$
Rosqueado: $K_L = 0,9$



Fonte: Adaptado de Çengel (2007)